

UNIVERSIDAD CARLOS III DE MADRID

DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA



GRADO EN INGENIERÍA MECÁNICA

**TRABAJO FIN DE GRADO**

**ANÁLISIS DE TENSIONES Y DEFORMACIONES DINÁMICAS  
EN UN BOGIE FERROVIARIO MEDIANTE EL MÉTODO DE  
ELEMENTOS FINITOS**

*Autor:* D. Fernando Sanz Palacios

*Tutor:* D. Álvaro Barba Nieto

*Co-director:* D. Rubén Oliva Domínguez

*Director:* Dra. Dña. María Jesús López Boada

Leganés, Septiembre 2014



## AGRADECIMIENTOS

*A mi familia y amigos por su apoyo incondicional*

*A todos los miembros que conforman el departamento de ingeniería  
mecánica por todas sus enseñanzas y, en especial, a mi tutor, Álvaro  
Barba Nieto, por su entrega y su atención*





## **ÍNDICE GENERAL**

<b>1. INTRODUCCIÓN.....</b>	<b>13</b>
1.1. Motivación.....	13
1.2. Objetivos.....	13
1.2.1. Objetivo general .....	13
1.2.2. Objetivos específicos .....	13
1.3. Metodología de desarrollo .....	14
 <b>2. ESTADO DEL ARTE .....</b>	 <b>15</b>
2.1. El ferrocarril .....	15
2.1.1. Marco histórico.....	15
2.1.2. Elementos de la infraestructura ferroviaria .....	16
2.1.3. Movimiento y esfuerzos en ferrocarriles .....	26
2.2. El bogie y sus elementos .....	31
2.2.1. Marco histórico.....	31
2.2.2. Función del bogie .....	31
2.2.3. Tipos de bogies .....	31
2.2.4. Componentes .....	32
2.2.5. Comportamiento estático .....	45
2.2.6. Comportamiento dinámico .....	50
 <b>3. METODOLOGÍA DE TRABAJO EN SOFTWARE SIMPACK .....</b>	 <b>53</b>
3.1. Introducción .....	53
3.2. Software SIMPACK.....	53
3.3. Definición de parámetros .....	54
3.4. Desarrollo del tren en SIMPACK .....	63
3.5. Obtención de cargas .....	79
3.5.1. Ensayo de carga dinámico en pista recta .....	81
3.5.2. Ensayo de carga dinámico en pista bacheada recta.....	84
3.5.3. Ensayo de carga dinámico en pista curva.....	88

<b>4. METODOLOGÍA DE TRABAJO EN SOFTWARE ANSYS .....</b>	<b>93</b>
4.1.    Introducción .....	93
4.2.    SOLID EDGE.....	93
4.3.    Generación del modelo en SOLID EDGE.....	94
4.4.    Software ANSYS .....	110
4.5.    Modelización del bogie en ANSYS .....	111
<b>5. ANÁLISIS DE RESULTADOS .....</b>	<b>115</b>
5.1.    Análisis de las tensiones .....	115
5.1.1.  Ensayo de carga dinámico en pista recta .....	117
5.1.2.  Ensayo de carga dinámico en pista bacheada recta.....	119
5.1.3.  Ensayo de carga dinámico en pista curva.....	121
5.2.    Análisis de las deformaciones .....	125
5.2.1.  Ensayo de carga dinámico en pista recta .....	125
5.2.2.  Ensayo de carga dinámico en pista bacheada recta.....	126
5.2.3.  Ensayo de carga dinámico en pista curva.....	127
5.3.    Comparativa y análisis de resultados .....	128
<b>6. CONCLUSIONES .....</b>	<b>129</b>
<b>7. TRABAJOS FUTUROS.....</b>	<b>131</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA .....</b>	<b>133</b>
<b>ANEXO .....</b>	<b>135</b>

## ÍNDICE DE FIGURAS

<b>Figura 2.1</b> - La vía .....	17
<b>Figura 2.2</b> - Ancho de vía.....	18
<b>Figura 2.3</b> - Conicidad de llantas .....	18
<b>Figura 2.4</b> - Carriles UIC.....	20
<b>Figura 2.5</b> - Partes del perfil Vignole .....	21
<b>Figura 2.6</b> - Tipos de traviesa .....	23
<b>Figura 2.7</b> - Aparatos de vía .....	24
<b>Figura 2.8</b> - Detalle de paso por cambio .....	24
<b>Figura 2.9</b> - Cruzamiento.....	25
<b>Figura 2.10</b> - Paso por cruzamiento .....	25
<b>Figura 2.11</b> - Peralte Z .....	26
<b>Figura 2.12</b> - Coeficiente de flexibilidad .....	27
<b>Figura 2.13</b> - Esfuerzos en la vía.....	28
<b>Figura 2.14</b> - Reparto de la carga vertical en las traviesas.....	29
<b>Figura 2.15</b> - Criterio de descarrilo de Nadal .....	30
<b>Figura 2.16</b> - Carga vertical y lateral. ....	30
<b>Figura 2.17</b> - Bogie con componentes .....	32
<b>Figura 2.18</b> - Bogie bimotor .....	33
<b>Figura 2.19</b> - Conjunto de ruedas.....	33
<b>Figura 2.20</b> - Despiece de rueda elástica con aro continuo.....	35
<b>Figura 2.21</b> - Cuadro resumen sistemas de transmisión.....	35
<b>Figura 2.22</b> - Reductor.....	36
<b>Figura 2.23</b> - Ensayo de engrase y estanqueidad.....	37
<b>Figura 2.24</b> - Tapón de control.....	38
<b>Figura 2.25</b> - Suspensiones.....	39
<b>Figura 2.26</b> - Montaje de suspensión.....	39
<b>Figura 2.27</b> - Bogie con articulaciones entre los largueros principales .....	43
<b>Figura 2.28</b> - Arco sustentador.....	44
<b>Figura 2.29</b> - Cambio de ancho CAF .....	45
<b>Figura 2.30</b> - Fuerza máxima .....	45
<b>Figura 2.31</b> - Resistencia en rampas .....	48

<b>Figura 2.32</b> - Resistencia total al avance.....	48
<b>Figura 2.33</b> - Posición ideal .....	49
<b>Figura 2.34</b> - Movimiento de lazo .....	49
<b>Figura 2.35</b> - Velocidades del eje en curva .....	50
<b>Figura 2.36</b> - Fuerzas sobre el bogie en curva.....	51
<b>Figura 2.37</b> - Bogie rígido en curva .....	52
<b>Figura 3.1</b> - Juego de ruedas .....	54
<b>Figura 3.2</b> - Eje de ruedas.....	56
<b>Figura 3.3</b> - Lado derecho .....	58
<b>Figura 3.4</b> - Precarga .....	60
<b>Figura 3.5</b> - Fuerzas en el lado derecho .....	62
<b>Figura 3.6</b> - Tren modelado en SIMPACK.....	64
<b>Figura 3.7</b> - Propiedades de las ruedas delanteras .....	65
<b>Figura 3.8</b> - Ruedas del bogie.....	65
<b>Figura 3.9</b> - Geometría del bogie .....	66
<b>Figura 3.10</b> - Geometría del cubo .....	66
<b>Figura 3.11</b> – Propiedades .....	67
<b>Figura 3.12</b> - Juego de ruedas delanteras y traseras del bogie trasero .....	67
<b>Figura 3.13</b> - Visualización de marcadores .....	69
<b>Figura 3.14</b> - Suspensión primaria – resorte rueda delantera derecha.....	69
<b>Figura 3.15</b> - Función del amortiguador primario.....	70
<b>Figura 3.16</b> - Suspensión primaria – amortiguador rueda delantera derecha .....	70
<b>Figura 3.17</b> - Propiedades del cabezal fijo .....	71
<b>Figura 3.18</b> - Geometría del cabezal fijo .....	72
<b>Figura 3.19</b> - Bogie modelado trasero .....	72
<b>Figura 3.20</b> - Suspensión secundaria – resorte lado derecho.....	73
<b>Figura 3.21</b> - Función del amortiguador secundario.....	74
<b>Figura 3.22</b> - Suspensión secundaria – amortiguador vertical derecho .....	74
<b>Figura 3.23</b> - Fuerzas ejercidas.....	75
<b>Figura 3.24</b> - Propiedades de la barra antitorsión .....	75
<b>Figura 3.25</b> - Propiedades del bumpstop.....	76
<b>Figura 3.26</b> - Bogie delantero y trasero .....	77

<b>Figura 3.27</b> – Vagón .....	77
<b>Figura 3.28</b> - Geometría del vagón .....	78
<b>Figura 3.29</b> - Unión del vagón con el bogie.....	78
<b>Figura 3.30</b> - Tren modelado en Software SIMPACK .....	79
<b>Figura 3.31</b> - Sistema de referencia .....	80
<b>Figura 3.32</b> - Cargas resortes primarios .....	81
<b>Figura 3.33</b> - Carga amortiguador primario .....	82
<b>Figura 3.34</b> - Cargas resortes secundarios .....	82
<b>Figura 3.35</b> - Carga amortiguador vertical secundario .....	83
<b>Figura 3.36</b> - Carga amortiguador lateral secundario .....	83
<b>Figura 3.37</b> - Propiedades de la pista.....	84
<b>Figura 3.38</b> - Función senoidal .....	84
<b>Figura 3.39</b> - Cargas resortes primarios .....	85
<b>Figura 3.40</b> - Cargas amortiguadores primarios.....	86
<b>Figura 3.41</b> - Cargas resortes secundarios .....	87
<b>Figura 3.42</b> - Cargas amortiguadores verticales secundarios .....	87
<b>Figura 3.43</b> - Cargas amortiguadores laterales secundarios.....	88
<b>Figura 3.44</b> - Propiedades de la pista.....	89
<b>Figura 3.45</b> - Cargas resortes primarios .....	89
<b>Figura 3.46</b> - Cargas amortiguadores primarios.....	90
<b>Figura 3.47</b> - Cargas resortes secundarios .....	91
<b>Figura 3.48</b> - Cargas amortiguadores verticales secundarios .....	91
<b>Figura 3.49</b> - Cargas amortiguadores laterales secundarios.....	92
<b>Figura 4.1</b> - Entorno pieza .....	94
<b>Figura 4.2</b> - Ala superior .....	95
<b>Figura 4.3</b> - Ala inferior .....	95
<b>Figura 4.4</b> – Alma .....	96
<b>Figura 4.5</b> - Refuerzo alma .....	96
<b>Figura 4.6</b> - Refuerzo limitador .....	97
<b>Figura 4.7</b> - Ala superior.....	97
<b>Figura 4.8</b> - Ala inferior .....	98
<b>Figura 4.9</b> – Alma .....	98

<b>Figura 4.10</b> - Refuerzo extremo .....	99
<b>Figura 4.11</b> - Platabanda superior.....	99
<b>Figura 4.12</b> - pasos para el desarrollo de la platabanda inferior .....	100
<b>Figura 4.13</b> - Platabanda inferior .....	101
<b>Figura 4.14</b> – Alma .....	101
<b>Figura 4.15</b> - Refuerzo extremo .....	102
<b>Figura 4.16</b> – Nervio.....	102
<b>Figura 4.17</b> - Refuerzo de traviesa .....	103
<b>Figura 4.18</b> – Riostra .....	103
<b>Figura 4.19</b> - Platabanda inferior, superior, alma y refuerzo.....	104
<b>Figura 4.20</b> – Riostra .....	105
<b>Figura 4.21</b> - Refuerzo de traviesa .....	105
<b>Figura 4.22</b> – Nervio.....	105
<b>Figura 4.23</b> - Conjunto de traviesa pivote con el alma del larguero.....	106
<b>Figura 4.24</b> - Refuerzo del alma .....	106
<b>Figura 4.25</b> - Refuerzo del limitador .....	107
<b>Figura 4.26</b> - Conjunto de bastidor a ½.....	107
<b>Figura 4.27</b> - Refuerzo del extremo .....	107
<b>Figura 4.28</b> - Conjunto de bastidor. Vista: ISO .....	108
<b>Figura 4.29</b> - Conjunto de bastidor. Vista: Planta .....	108
<b>Figura 4.30</b> - Conjunto de bastidor. Vista: Alzado .....	109
<b>Figura 4.31</b> - Conjunto de bastidor. Vista: Perfil derecho.....	109
<b>Figura 4.32</b> - Conjunto de bastidor. Vista: Perfil izquierdo.....	109
<b>Figura 4.33</b> - Software ANSYS .....	110
<b>Figura 4.34</b> - Conjunto a 1/4. Vista: ISO.....	111
<b>Figura 4.35</b> - Fallos en la unión .....	112
<b>Figura 4.36</b> - Bogie ANSYS.....	112
<b>Figura 4.37</b> - Mallado bogie .....	113
<b>Figura 5.1</b> - Bogie apoyado en la platabanda inferior.....	115
<b>Figura 5.2</b> - Bogie apoyado en las ruedas .....	115
<b>Figura 5.3</b> - Zonas de aplicación de las cargas .....	116
<b>Figura 5.4</b> - Tensión de Von-Mises en el bogie .....	117

<b>Figura 5.5</b> - Tensión máxima de Von-Mises en el bogie .....	117
<b>Figura 5.6</b> - Tensión de Von-Mises en el bogie .....	118
<b>Figura 5.7</b> - Tensión máxima de Von-Mises en el bogie .....	119
<b>Figura 5.8</b> - Tensión de Von-Mises en el bogie .....	119
<b>Figura 5.9</b> - Tensión máxima de Von-Mises en el bogie .....	120
<b>Figura 5.10</b> - Tensión de Von-Mises en el bogie .....	120
<b>Figura 5.11</b> - Tensión máxima de Von-Mises en el bogie .....	121
<b>Figura 5.12</b> - Tensión de Von-Mises en el bogie .....	122
<b>Figura 5.13</b> - Punto de concentración de tensiones .....	122
<b>Figura 5.14</b> - Tensiones de Von-Mises, 0 - 200 MPa .....	123
<b>Figura 5.15</b> - Nuevo mallado del bogie .....	123
<b>Figura 5.16</b> - Tensión de Von-Mises en el bogie .....	124
<b>Figura 5.17</b> - Tensiones de Von-Mises, 0 - 200 MPa .....	124
<b>Figura 5.18</b> - Deformación según el eje z.....	125
<b>Figura 5.19</b> - Deformación en las tres direcciones.....	125
<b>Figura 5.20</b> - Deformación según el eje z.....	126
<b>Figura 5.21</b> - Deformación en las tres direcciones.....	126
<b>Figura 5.22</b> - Deformación según el eje z.....	127
<b>Figura 5.23</b> - Deformación en las tres direcciones.....	127

## ÍNDICE DE TABLAS

<b>Tabla 2.1</b> - Cuadro resumen de cálculo.....	42
<b>Tabla 3.1</b> - Propiedades del juego de ruedas.....	55
<b>Tabla 3.2</b> - Geometría .....	55
<b>Tabla 3.3</b> - Coeficientes de amortiguamiento .....	61
<b>Tabla 3.4</b> - Marcadores de la suspensión primaria .....	63
<b>Tabla 3.5</b> - Propiedades del bogie.....	65
<b>Tabla 3.6</b> - Marcadores del bogie .....	68
<b>Tabla 3.7</b> - Marcadores del cabezal fijo.....	73
<b>Tabla 3.8</b> - Marcadores del vagón.....	78
<b>Tabla 3.9</b> - Cargas máximas de los resortes primarios.....	82
<b>Tabla 3.10</b> - Cargas máximas de los resortes secundarios.....	83
<b>Tabla 3.11</b> - Cargas máximas de los resortes primarios.....	86
<b>Tabla 3.12</b> - Cargas máximas de los amortiguadores primarios .....	87
<b>Tabla 3.13</b> - Cargas máximas de los resortes secundarios.....	87
<b>Tabla 3.14</b> - Cargas máximas de los amortiguadores verticales secundarios.....	88
<b>Tabla 3.15</b> - Cargas máximas de los resortes primarios.....	90
<b>Tabla 3.16</b> - Cargas máximas de los amortiguadores primarios .....	91
<b>Tabla 3.17</b> - Cargas máximas de los resortes secundarios.....	91
<b>Tabla 3.18</b> - Cargas máximas de los amortiguadores verticales secundarios.....	92
<b>Tabla 3.19</b> - Cargas máximas de los amortiguadores laterales secundarios .....	92



# **CAPÍTULO 1: INTRODUCCIÓN**

## **1.1. Motivación**

Creación y modelización de un bogie ferroviario para el análisis e interpretación de las tensiones y las deformaciones dinámicas en diferentes condiciones de carga.

Para ello, se han empleado tres programas distintos, cada uno con una función determinada (simulación, diseño y modelización). De esta manera, se trabaja con herramientas software altamente reconocidas actualmente, por su flexibilidad, precisión y fiabilidad y no suponiendo costes.

## **1.2. Objetivos**

### **1.2.1. Objetivo general**

El objetivo de este estudio es analizar las tensiones y las deformaciones dinámicas para diferentes estados de carga de un bogie ferroviario mediante el método de elementos finitos.

### **1.2.2. Objetivos específicos**

- Modelización de un tren mediante el Software SIMPACK.
- Creación de un bogie mediante el programa de diseño SOLID EDGE.
- Importación del modelo diseñado en SOLID EDGE al Software ANSYS.
- Simulación del bogie generado en SOLID EDGE en diferentes condiciones de pista a través del Software ANSYS.
- Análisis de resultados.

### **1.3. Metodología de desarrollo**

Este trabajo está basado en analizar el comportamiento de un bogie ferroviario bajo distintas condiciones de carga.

Para el desarrollo del mismo, en primer lugar, se ha creado un tren mediante el software SIMPACK con el que obtener las cargas máximas soportadas por los resortes y amortiguadores, tanto de la suspensión primaria como de la suspensión secundaria.

Estas cargas se obtienen sometiendo al tren a diferentes condiciones de pista.

En segundo lugar, se ha generado un bogie comercial de la empresa TAFESA, mediante el programa de diseño SOLID EDGE, con el que poder realizar el estudio.

Por último, se ha importado el bogie al software ANSYS para someterlo a diferentes condiciones de carga y así poder realizar un análisis de las tensiones y deformaciones dinámicas a las que está sometido.

## **CAPÍTULO 2: ESTADO DEL ARTE**

### **2.1. El ferrocarril**

El ferrocarril nació en Inglaterra. El 27 de septiembre de 1825 se inauguró la primera línea con tracción de vapor, entre Stockton y Darlington, para el transporte de carbón. La inauguración de la segunda línea inglesa se produjo el 15 de septiembre de 1830 entre Liverpool y Manchester, con un tráfico importante de viajeros y mercancías, por lo que bien puede considerarse como la primera gran línea ferroviaria del mundo [1].

#### **2.1.1. Marco histórico**

Para el estudio técnico que se lleva a cabo, se considera necesario realizar una breve introducción a modo de historia del ferrocarril, así como enclavarle en un marco histórico que permita apreciar su evolución.

Poco después de los descubrimientos del escocés Jacobo Watt sobre la máquina de vapor, que culminará en los últimos años del siglo XVIII, surge la idea de aplicarla a los vehículos de ruedas que marchan por los caminos y por las carreteras, que entonces empezaban a desarrollarse [2].

Después de varios intentos fallidos de Cugnot, inventor francés, e ingenieros, de Cornonailles Trevithic y Vivian, que se encontraron con la dificultad de la rodadura sobre superficies rugosas, éstos pensaron en montarla sobre raíles, e incluso construyeron una pequeña máquina de vapor que llegó a efectuar remolque. Era el pensamiento que ya se dirigía hacia el ferrocarril que, años después, compartieron hombres como Blenkinsop, los hermanos Chapman, el ingeniero Muntun... [2]

El paso definitivo lo da Jorge Stephenson. Hijo de un obrero de las minas de Newcastle, que en el Norte de Inglaterra tienen por centro y capital, fue a su vez obrero de esas minas, en las cuales, el empleo del transporte de carros que rodaban sobre raíles, tirados por caballerías, era antigua cuando Stephenson trabajaba. En 1813 los arrendatarios de las minas, las de Killnigworth, ayudan económicamente a Jorge para la construcción de una *máquina viajera*, que al año siguiente fue probada [2].

Los resultados de la *bufadora*, que así se la llamaba, animaron al joven mecánico a perseverar en sus trabajos de mejora, que realizó con éxito hasta llegar a la locomotora, que fue posible probar en el que puede llamarse primer ferrocarril del mundo, el de Stockton a Darlington [2].

Se construyó el camino, se aplicaron sobre él las locomotoras, y la inauguración, el 27 de septiembre de 1825, marca una fecha gloriosa de la historia de los ferrocarriles. Después llegarían el Liverpool-Manchester, en 1830, y la extensión por Europa de los nuevos caminos. En los Estados Unidos de América, las noticias de la máquina viajera prendieron pronto en realizaciones que habían de crear el nuevo sistema ferroviario con características propias, y con el vigor que este país ya manifestaba. Tres años después de la inauguración en Inglaterra, el ingeniero Horacio Allen, adquirió cuatro máquinas europeas para su estudio y reproducción. En ese mismo año, 1828, la Baltimore & Ohio Railread emprendía la construcción de una línea de 14 millas, para la que se ofrecía una locomotora del país con caldera vertical. Siguen los ensayos, se perfeccionan los sistemas y en 1834 Baldwin crea la locomotora de tipo americano, con carro giratorio en la parte delantera [2].

En España, las noticias de la locomotora de Stephenson, del año 1825, y del ferrocarril de Liverpool a Manchester, llegaron cuando la situación no era la más propicia para recogerlas eficazmente. Hubo varias iniciativas, primero en la baja Andalucía, cuyos vinos de Jerez se exportaban a Inglaterra por la bahía gaditana, con intentos que no dieron resultado, después se habló y debatió el asunto en Vizcaya, sin llegar a emprender nada y, por último en Cataluña donde se llegó a conseguir autorización para un pequeño camino de hierro desde Reus a Tarragona. El primer ferrocarril español circulo en la entonces colonia de Cuba en 1837, con un tramo de 28 km. entre La Habana y Bejucal. El 28 de octubre de 1848 se inaugura en Barcelona el primer ferrocarril peninsular que unía esta ciudad con Mataró [2].

### 2.1.2. Elementos de la infraestructura ferroviaria

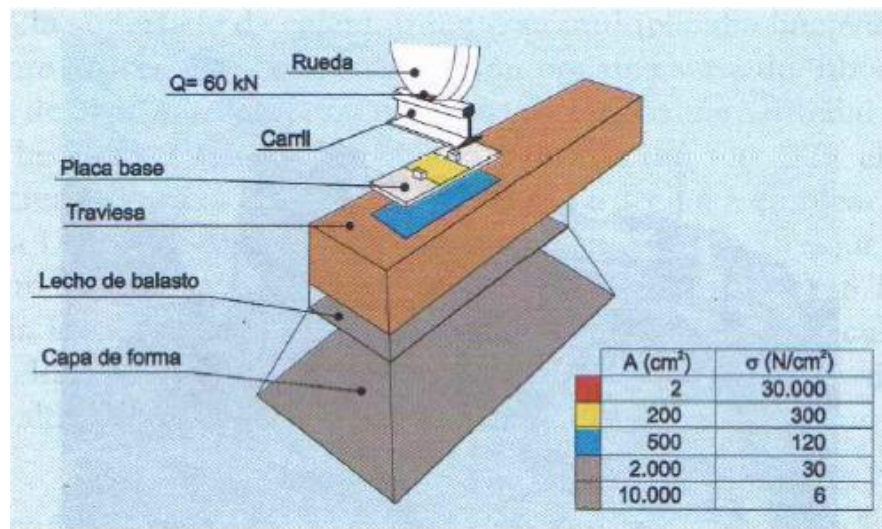
Los elementos de la infraestructura ferroviaria más importantes y que se van a tratar a continuación son los siguientes:

- La vía
- El carril
- El balasto
- La traviesa
- Aparatos de vía

➤ **La vía**

La vía es el camino de rodadura de los ferrocarriles. Solo se va a tratar en su forma técnica, no introduciéndose en la infraestructura civil.

La vía está formada por los raíles o carriles, fijados habitualmente sobre traviesas transversales o sobre una losa rígida de hormigón, llamándose a la vía, en este caso, vía de placa. En el caso de la vía clásica, las traviesas apoyan sobre un lecho, diseñado con cierta elasticidad, formado por el balasto (grava de machaqueo) y las capas inferiores (subbalasto). Ver figura 2.1.



**Figura 2.1** - La vía

El carril es el elemento que guía al tren y que recibe y soporta las cargas (verticales, horizontales, estáticas y dinámicas) que éste transmite a través de los bogies y las ruedas.

Las traviesas por su parte tienen como función el mantener constante la exacta distancia entre carriles (ancho de la vía), su inclinación y transmitir los esfuerzos que reciben del carril al balasto. Bajo éste, las capas de apoyo tienen por misión repartir a su vez esta carga recibida sobre la plataforma y asegurar el drenaje. Este mantenimiento de las características geométricas es lo que persigue la vía en placa, que es la que se tiende a utilizar de forma generalizada hoy día en los ferrocarriles metropolitanos y tranvías y se extenderá en todas las líneas en el futuro.

Ancho de vía: Se mide entre las caras internas de los carriles, a 14 mm bajo el plano de rodadura. Ver figura 2.2.

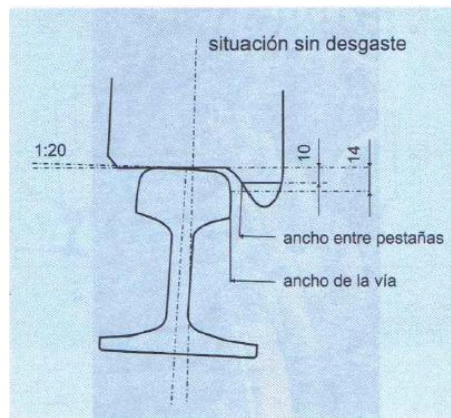


Figura 2.2 - Ancho de vía

Es de 1,668 m en la vía española de RENFE y de 1,435 mm en la vía internacional UIC. En el ferrocarril no existe el concepto de diferencial, las ruedas están montadas en general de cuatro en cuatro, dos por eje, sobre carretones de dos ejes llamados bogies sobre los que apoyan las cajas de los coches o de las locomotoras. Las ruedas van caladas rígidamente sobre el eje, formando el llamado eje montado. Este sistema es muy robusto pero tiene el inconveniente de que las cuatro ruedas del bogie forman un sistema extraordinariamente rígido, y por lo tanto su movimiento en las curvas es complejo, con deslizamientos relativos entre rueda y carril.

Conicidad de llantas: Las llantas de las ruedas de los ferrocarriles son cónicas. Esta conicidad tiene por objeto disminuir la tendencia al descarrile y además para conseguir que al circular en una curva, la rueda exterior lo haga sobre un círculo de mayor diámetro que la interior. Ver figura 2.3. La fuerza centrífuga que sufre el tren en la curva le hace desplazarse hacia el exterior de ésta, con lo que se produce este fenómeno si la conicidad es adecuada. Con ello disminuyen los deslizamientos de las llantas sobre el carril, disminuyendo los desgastes.

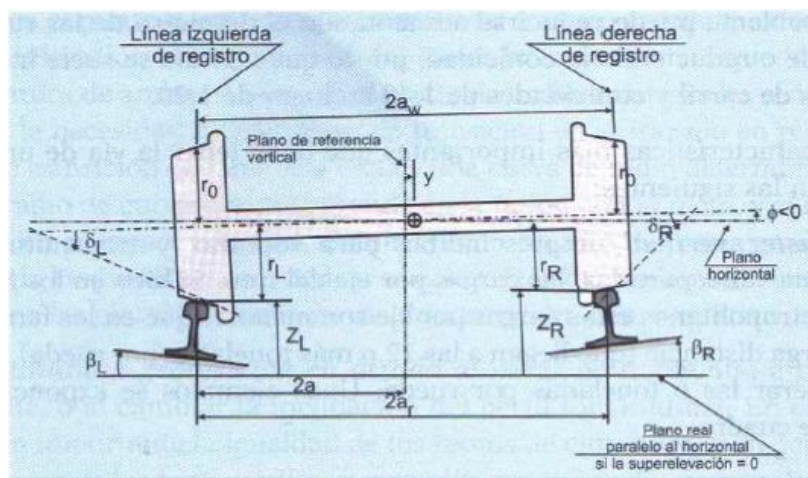


Figura 2.3 - Conicidad de llantas

En recta esta disposición de llantas da lugar a que el eje se vea sometido a un movimiento oscilatorio, denominado de lazo que causa aceleraciones que pueden ser importantes. Esto se soluciona con un mayor diámetro de rueda o reduciendo la conicidad. Hoy día, se suele ir a inclinaciones de carril y conicidades de 1:40 en lugar de 1:20.

Las características más importantes que debe tener la vía de un ferrocarril son las siguientes:

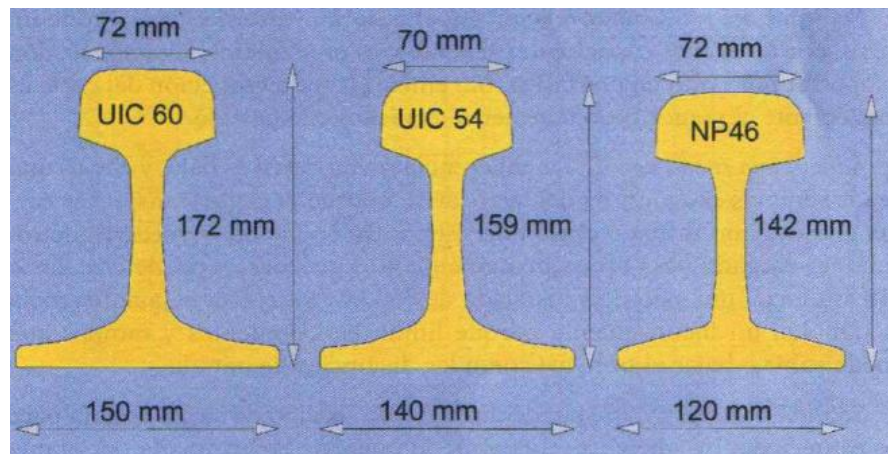
- *Robustez vertical.* Imprescindible para soportar y transmitir hacia abajo, una vez repartidas, las cargas por eje del tren. Es normal superar las 6 toneladas por rueda.
- *Robustez horizontal.* Necesaria para mantener constante la alineación en planta y las características geométricas críticas de la vía, como el ancho de vía.
- *Flexibilidad o elasticidad vertical.* Para mantenerlo se utilizan los balastos o los elementos y sujeciones elásticas, en el caso de vía en placa.
- *Continuidad geométrica en planta.* Se da al cambiar los radios, o pasar de recta a curva. Esta continuidad geométrica obliga a que la tangente sea común en el punto de enlace entre curvas del trazado en planta, y además a que la aceleración centrífuga no sufra saltos bruscos, para que los radios de curvatura de ambas curvas, en el punto de unión sean iguales o similares. De aquí la necesidad de las curvas de transición en el trazado en planta.
- *Continuidad geométrica en alzado.* Se da al pasar de horizontal a rampa o pendiente, o al cambiar la inclinación del perfil longitudinal.
- *Sobreancho en curvas.* En función de la distancia entre ejes del bogie del tren, la inscripción del bogie en la curva se complica. La pestaña de la rueda exterior delantera puede llegar a rozar con el carril, y la rueda interior trasera actúa con un apoyo oblicuo sobre el carril interior. Ambos fenómenos tienden a crear un ancho suplementario en la vía y por ello se suele dar un sobreancho en las curvas.
- *Juego de la vía.* Si la distancia entre las pestañas interiores de las ruedas fuera exactamente igual al ancho de vía, el tren iría rozando constantemente en los carriles, con ruidos, vibraciones y desgastes excesivos. Por ello conviene que sea ligeramente mayor, y a esa diferencia se denomina juego de vía.



➤ **El carril**

El carril es el elemento de la superestructura que soporta directamente las cargas. La forma más utilizada es la llamada Vignole, que tiene una zona ancha (patín) que actúa de base de apoyo y da estabilidad, una zona intermedia (alma) que une patín y cabeza y da la inercia a flexión necesaria, y la cabeza, que soporta directamente los esfuerzos que le llegan del contacto con la rueda, y sufre directamente el desgaste.

El carril se caracteriza por la forma y el peso. Así, por ejemplo un carril UIC-54 tiene un peso de 54 kg/m, según la normalización de la UCI (Unión Internacional des Chemins de Fer) [3]. Las dimensiones básicas de los tres carriles UIC más habituales se representan en la siguiente figura 2.4.



**Figura 2.4** - Carriles UIC

Las funciones del carril son fundamentalmente las siguientes:

- Resistir y transmitir las cargas del material rodante a los distintos elementos que componen la vía.
- Guiado de los vehículos y adhesión suficiente para frenado y aceleración.
- Conducción de corriente de electrificación y señalización.

Con estas funciones los carriles deben tener las siguientes características:

- *Rigidez y flexibilidad.* Debe tener la suficiente rigidez que impida su flexión bajo la carga del tren, pero debe tener la flexibilidad suficiente para evitar roturas por los efectos dinámicos.
- *Peso por metro.* Debe ser mayor para una mayor duración, pero, para reducción del coste, el menor peso por metro técnicamente posible.



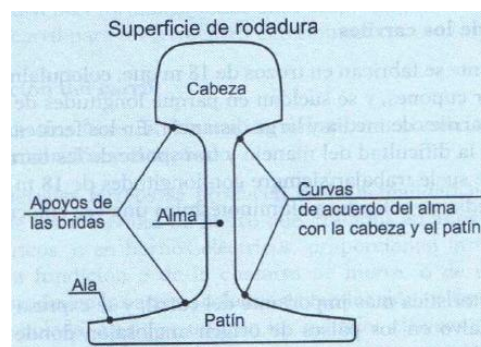
- *Adherencia rueda-carril. Debe ser baja para menor coste energético, pero tiene el inconveniente por las limitaciones en subir y bajar rampas.*
- *Sección transversal. Como deben estar estandarizados, se fabrican en una gama limitada de perfiles.*

Los carriles son de acero, aleaciones de hierro en que la proporción de carbono es importante y que se pueden forjar. Las características químicas y físicas deben dar al acero del carril una alta resistencia a la abrasión, ausencia de fragilidad, facilidad para soldar y un coste aceptable.

La composición química del acero se fija para conseguir unas propiedades físicas determinadas, de las que la más importante es la resistencia a tracción.

La forma del carril está condicionada por dos razones, servir de rodadura y poderse sujetar fácilmente a las traviesas, a la vía en placa y a otros carriles. Se hicieron inicialmente varias formas, carril bull-head, simétrico. Otros tipos de carril muy utilizados son el Brunel y el Phoenix.

El carril más utilizado en la actualidad es el de perfil Vignole, ya mencionado, el cual se fija directamente a la traviesa o por medio de placas. Está caracterizado por sus tres partes fundamentales. Ver figura 2.5.



**Figura 2.5** - Partes del perfil Vignole

La cabeza debe tener un tamaño suficiente y una forma que permita un buen contacto con la llanta.

Las funciones del alma son transmitir tensiones al patín, dar inercia vertical, permitir el embridado y tener el espesor suficiente para que no doble lateralmente y para contrarrestar la corrosión.

El patín debe reunir las condiciones de ancho suficiente para reparto adecuado de cargas y para evitar el vuelco y dar inercia al emparrillado.

La fabricación normal de los carriles es en longitudes de 18 m, soldándose en tramos de 288 m.

El peso es la característica más importante del carril y se expresa en kilos por metro lineal. Viene condicionado por la carga por rueda o eje, por la velocidad de circulación de los trenes y por la densidad de tráfico. Los perfiles más utilizados son el UIC 54, UIC 60 y UIC 71.

La fabricación del carril consta de tres fases, la fabricación del acero, la laminación y el acabado. Una vez sale de la colada, pasa por distintos procesos de laminación y, en el acabado se cortan a 18 m de longitud, y realizado los tratamientos térmicos, se endereza mediante rodillos. Por último se hace el taladrado y fresado de las zonas de amarre.

Las roturas de los carriles se suelen producir por fatiga a partir de pequeños defectos o por concentraciones grandes de tensiones. Se clasifican en:

- *Defectos de fabricación.* La segregación, inclusiones sólidas o gaseosas y los defectos de laminación.
- *Defectos de uso.* Corrosión, desgaste vertical, desgaste lateral, deformación plástica y desgaste ondulatorio.
- *Defectos de ejecución.* Normalmente debido al montaje de la vía o las soldaduras.

### ➤ **El balasto**

Aunque la vía que se instala actualmente suele ser la vía en placa, existen todavía muchos kilómetros de vía en balasto y se siguen construyendo en ferrocarriles de media y larga distancia por su menor coste a corto plazo.

La experiencia de muchas décadas llevó a la conclusión de que la mejor solución para el reparto de cargas bajo la traviesa era colocar un material granular.

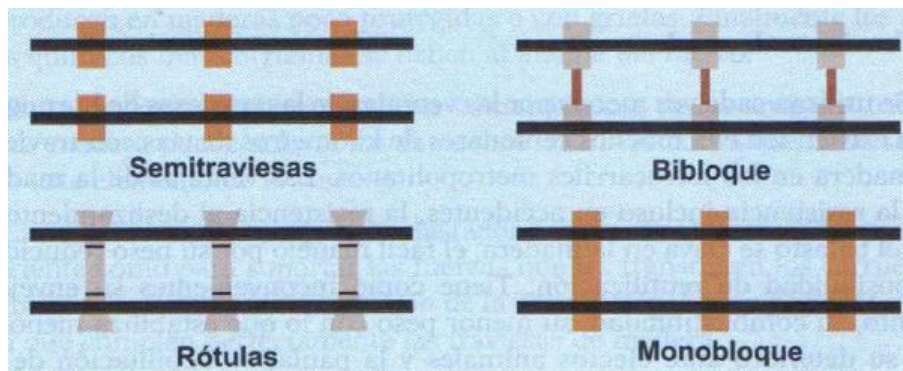
El balasto es una capa de piedra partida, preferiblemente silíceo, que se coloca sobre la plataforma envolviendo a la traviesa en cinco de sus seis caras. De esta forma, el balasto transmite y reparte las cargas para no superar las tensiones admisibles de las capas inferiores, empotra a las traviesas para evitar el movimiento longitudinal y el movimiento transversal, proporciona la elasticidad necesaria de la vía actuando sobre él, facilita el drenaje y permite la evaporación del agua de la plataforma.

Debe proceder de la extracción, machaqueo y cribado, de bancos sanos de canteras de rocas. Conviene que la piedra se aproxime a la forma cúbica. En la mayoría de las administraciones ferroviarias el tamaño del balasto está comprendido entre 20 y 50 mm.

Para colocar el balasto, una vez extendida la capa inferior sobre la capa de subbalasto, se coloca el emparrillado de vía, y se vierte el balasto superior por medio de tolvas. A continuación, el equipo de bateo eleva el emparrillado y lo coloca a su cota definitiva.

### ➤ **La traviesa**

Es el elemento transversal de la vía, situado entre el carril y el balasto, que forma con el carril el emparrillado de la vía. Sirve de soporte a los carriles, mantiene el ancho de la vía y su nivelación y mantiene la inclinación en los carriles. Tiene como misión además resistir los esfuerzos en las tres direcciones creados por el tren y recibidos por el carril, y transmitirlos al balasto. Debe aislar también eléctricamente un carril de otro. Tipológicamente, los tipos de traviesa son los que se resumen en la siguiente figura 2.6.



**Figura 2.6** - Tipos de traviesa

Actualmente, son de madera o de hormigón. La forma de las traviesas es una solución entre la resistencia necesaria y la necesaria economía de construcción y conservación. Interesa una forma estrecha en el centro y ancha en los extremos.

Una de las características más importantes de la traviesa es su longitud. Actualmente, se acepta que el ancho de 260 cm es el óptimo para líneas internacionales. Las traviesas se colocan con un espaciamiento mínimo de 50 cm, la distancia normal entre traviesas es de 60 cm.

### ➤ **Aparatos de vía**

Todas las conexiones entre itinerarios se realizan con la combinación de dos tipos de aparatos de vía, los desvíos, que permiten la ramificación de itinerarios en dos o tres vías, y las travesías, que permiten la intersección de dos itinerarios. Estos aparatos están divididos en dos conjuntos de elementos unidos por una vía intermedia, los cambios, que aseguran la continuidad de itinerarios divergentes, y los cruzamientos, que aseguran la intersección de dos filas de carriles de manos opuestas en el caso de los desvíos, o de la misma mano en caso de las travesías. Ver figura 2.7.

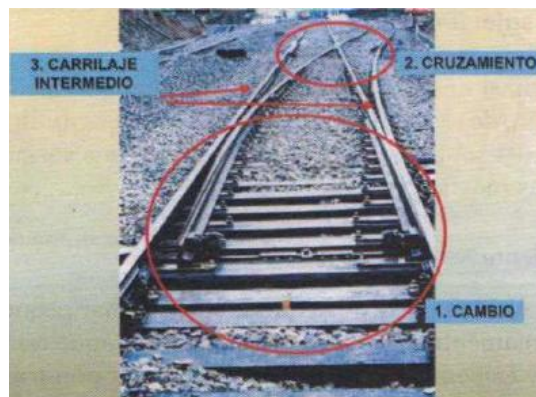


Figura 2.7 - Aparatos de vía

Los desvíos y travesías se combinan para dar lugar a las bifurcaciones, que constan de dos desvíos y de una travesía, a los escapes, que son dos desvíos de oposición y a las breteles o comunicaciones cruzadas.

- Cambios.

En el cambio hay dos ramas, la *rama directa* y la *rama desviada*. La rama directa situada en el itinerario principal debe favorecer la desviación sin bajada de velocidad. La rama desviada es una curva cuyo radio debe ser suficiente para los vehículos más exigentes. La rama desviada es abordada por la rueda del eje delantero del primer bogie siguiendo un ángulo de ataque que depende del juego de vía, del trazado y del radio de curvatura del aparato de vía. En la siguiente figura 2.8 se puede ver el paso por cambio.

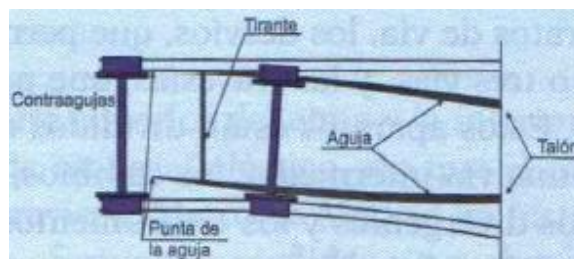


Figura 2.8 - Detalle de paso por cambio

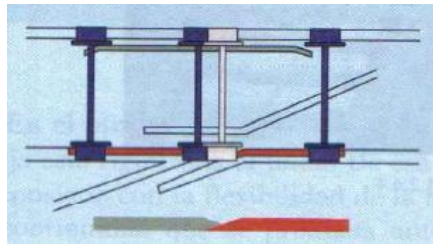
- Cruzamientos.

Es el conjunto formado por un corazón de cruzamiento, en general de punta fija, dos carriles exteriores y dos contracarriles. Existen también cruzamientos con el corazón de punta móvil, de pata de liebre flexible o de pata de liebre móvil. Un ejemplo de cruzamiento es el mostrado en la siguiente figura 2.9.



**Figura 2.9 – Cruzamiento**

Según sus características se distinguen el cruzamiento recto, donde el corazón tiene las caras planas y el curvo, cuyo corazón tiene las caras curvas, que se adapta mejor al trazado, pero que es más difícil de fábrica y en consecuencia más caro. El cruzamiento de corazón fundido es el más robusto por formar un solo bloque con el corazón y las patas de liebre. Los cruzamientos especiales tienen el corazón de punta móvil, lo que soluciona el problema de la laguna y los ruidos, golpeteos y vibraciones asociadas a él ya que se produce un vacío en el que la rueda se apoya en la pata de liebre. Por ello, la punta de corazón suele rebajarse ahí para que no sufra golpes. En la siguiente figura 2.10 se puede ver el paso por cruzamiento.



**Figura 2.10 - Paso por cruzamiento**

El corazón es la parte más delicada del cruzamiento, suele fundirse de una pieza y se fabrica con aceros especiales con cromo o manganeso. El ángulo de las caras de trabajo del corazón recibe el nombre de ángulo de cruzamiento.

### 2.1.3. Movimiento y esfuerzos en ferrocarriles

Para analizar el movimiento y los esfuerzos en ferrocarriles es necesario estudiar el trazado ferroviario y los esfuerzos en la vía.

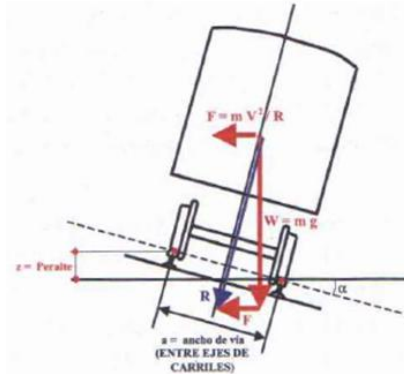
#### ➤ Trazado ferroviario.

El trazado ferroviario es una sucesión de alineaciones, unas rectas y otras curvas. En las primeras es preciso delimitar su longitud y en las curvas se precisa también su radio.

En las curvas aparecen fuerzas centrífugas, y el objetivo será delimitar los efectos de dichas fuerzas, haciéndolas paulatinas y evitando discontinuidades.

Entre los tramos rectos y curvos se hace necesario incorporar unas curvas intermedias que minimicen dichas discontinuidades. Es a lo que se denomina curvas de acuerdo o transiciones.

En las curvas se incorpora una inclinación al plano de vía hacia el interior de la curva, con lo que se consigue equilibrar las cargas, aumentar el confort para los pasajeros, hacer que los carriles y las pestañas trabajen igual y evitar, en caso extremo, el descarrilamiento del tren. Esta inclinación se denomina peralte,  $Z$ . Se muestra en la siguiente figura 2.11:



**Figura 2.11 - Peralte  $Z$**

*Relación de fuerzas:* si se coloca un peralte que equilibre totalmente la fuerza centrífuga, la resultante de ésta y el peso será normal al plano de vía.

$$\text{Fuerza centrífuga} = m \cdot \frac{V^2}{R} \quad (1)$$

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{F}{W} = \frac{m \cdot \frac{V^2}{R}}{W} = \frac{\frac{W}{g} \cdot \frac{V^2}{R}}{W} = \frac{V^2}{g \cdot R} \quad (2)$$

*Relación geométrica:*

$$\operatorname{sen} \alpha = \frac{z}{a} \quad \operatorname{tg} \alpha = \frac{z}{\sqrt{a^2 - z^2}} \quad (3)$$

*Igualando:*

$$\frac{V^2}{g \cdot R} = \frac{z}{\sqrt{a^2 - z^2}} \quad z = \frac{a \cdot V^2}{\sqrt{g^2 \cdot R + V^4}} \quad (4)$$

$$z = \frac{a \cdot V^2}{\sqrt{g^2 \cdot R^2 + V^4}} \quad (5)$$

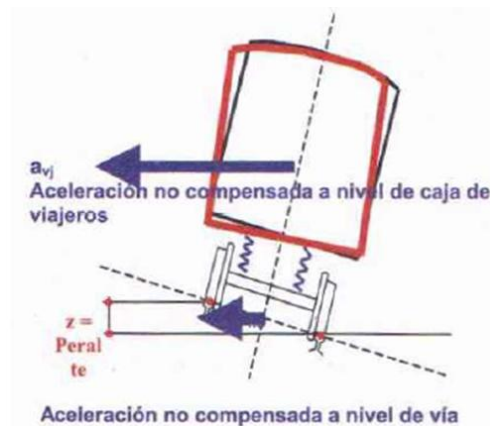


Como puede observarse, el peralte está íntimamente relacionado con la velocidad a la que circula el tren. Esto plantea un problema pues si sobre una misma vía circulan trenes con distintas velocidades es necesario adoptar una solución intermedia o de compromiso.

Si se diseñara y se implantara el peralte para trenes rápidos, el tren lento “caería” hacia el carril bajo de la vía. En el caso contrario, el tren rápido carecería de confort y se dañaría el carril alto.

Estas limitaciones de peralte implican que cuando el tren no ve compensada su resultante de peso hacia el interior de la curva con la fuerza centrífuga hacia el exterior, el viajero que está en el tren nota una aceleración lateral. Esto se denomina *insuficiencia de peralte*.

A este fenómeno se une el hecho de que las suspensiones de las cajas de los coches ferroviarios hacen que, en las curvas, el muelle o balón neumático exterior se alargue y el interior se encoja. Por ello, la aceleración en la caja será mayor que en el eje, y se crea la sensación de que al viajero se le hubiese quitado peralte. Este efecto está condicionado al coeficiente de flexibilidad de las suspensiones  $S$ . Ver figura 2.12.



**Figura 2.12** - Coeficiente de flexibilidad

Donde:

$$a_{vj} = (1 + s) \cdot a_{nc}$$

$S$  = coeficiente de flexibilidad

Por confort, el viajero debe tener siempre una aceleración menor de  $1 \text{ m/s}^2$ . El ADIF la limita a  $0,65 \text{ m/s}^2$  en los AVE. [3]

Nuevamente, existe la necesidad de recurrir a soluciones de compromiso. Algunos fabricantes de material móvil ferroviario, ante estas limitaciones, han desarrollado sistemas de basculación en sus trenes, que inclinan las cajas; con lo que se consiguen peraltes “teóricos”. Hay varios desarrollos, como los de pendulación o basculación natural o asistida.

Una vez revisada la situación y problemática de las curvas, se tiene que abordar como pasar de un tramo recto a uno curvo. En la actualidad se utiliza una curva de transmisión denominada clotoide, que se caracteriza porque su radio no es constante y es inversamente proporcional a la longitud recorrida.

La curva clotoide se denomina también espiral de Cornu o de Euler.

Además de las características horizontales, en el diseño de trazados ferroviarios hay que considerar los perfiles longitudinales. Éstos son, en resumen, la proyección vertical del trazado.

En estos perfiles longitudinales son básicos las rasantes horizontales y las rampas o pendientes, según el sentido ascendente o descendente de la circulación.

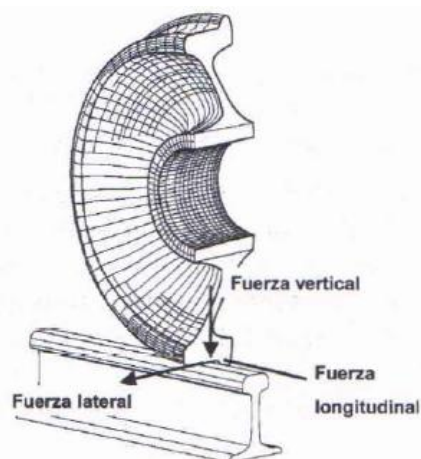
Cuando en un determinado perfil longitudinal existen pendientes de diferente inclinación, éstas deben enlazarse mediante acuerdos verticales que realicen de forma progresiva el cambio de inclinación.

La forma de materializar estos acuerdos verticales es intercalar entre dos rasantes una curva tangente a ambas.

En general se debe minimizar el establecimiento de estos acuerdos, suavizándolos al máximo, pues complican mucho el montaje de la vía y se deben evitar la instalación de aparatos de vía en estas zonas.

➤ Esfuerzos en la vía.

Se puede, de forma resumida, analizar los tres tipos de tensiones que aparecerán en el carril ferroviario debido a su trabajo, bajo carga; las tensiones verticales, las horizontales y las transversales, tal y como se esquematiza en la siguiente figura 2.13.



**Figura 2.13** - Esfuerzos en la vía



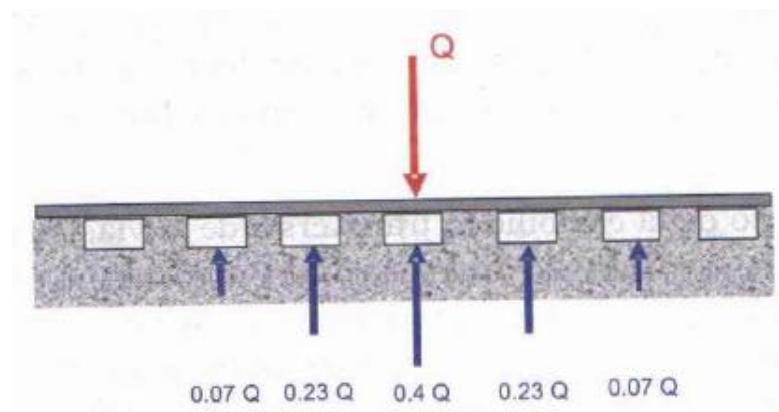
- Tensiones verticales.

Antes de que aparecieran programas informáticos, se utilizaban las soluciones analíticas clásicas. Son aún útiles para tener órdenes de magnitud en los esfuerzos.

En los modelos numéricos de elementos finitos es muy fácil perderse dentro de los colores. Es muy difícil localizar e identificar errores en las hipótesis de cálculo. La distribución de la carga vertical de la rueda sobre el carril debe analizarse en función de la separación entre apoyos, la sujeción, la característica de la propia traviesa y las capas inferiores.

El objetivo de estos cálculos es obtener, cuál es el momento flector en el carril y su variación a lo largo de toda su longitud, debido a la carga de uno o varios ejes ferroviarios.

Conocido el momento flector y las tensiones que produce en el carril, es inmediato calcular las tensiones totales que actúan sobre el carril. A menudo se hace una estimación de repartos como la que se representa a continuación. Ver figura 2.14



**Figura 2.14** - Reparto de la carga vertical en las traviesas

- Tensiones longitudinales normales.

Hoy en día no es suelen ser un motivo de gran preocupación. Las tensiones longitudinales que son normales analizar son: flexión del carril considerando cargas dinámicas, temperatura, residual de laminación y colocación en curva.

- Tensiones transversales.

Los esfuerzos transversales pueden originar fallos de alineación y hasta descarrilos o vuelcos del carril por arranque de sus fijaciones en casos extremos. Estos esfuerzos transversales son debidos a movimientos transversales, esfuerzos de guiado en las curvas y fuerzas centrífugas sin compensar.

Para el estudio de la estabilidad transversal de la vía, el criterio de descarrilo más conocido es el de *Nadal*, que relaciona la carga vertical con la transversal. Ver figura 2.15.

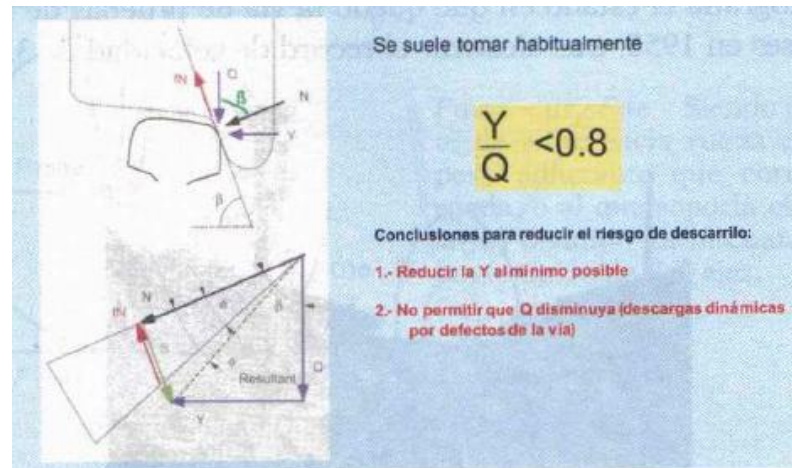


Figura 2.15 - Criterio de descarrilo de Nadal

Hay que tener en cuenta que las cargas transversales también pueden hacer volcar el carril si logran vencer la resistencia a la fijación de éste. A la postre, la conjunción de la carga vertical y transversal se pueden descomponer en la sumatoria de cargas y momentos de la siguiente figura 2.16.

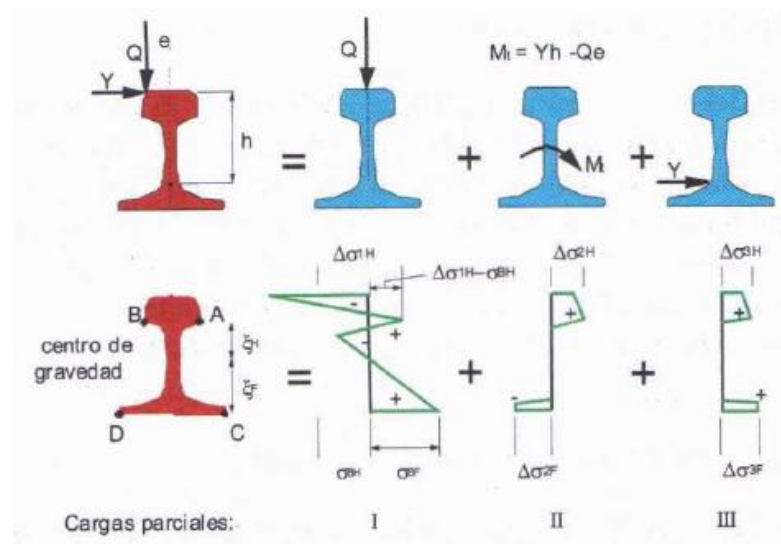


Figura 2.16 - Carga vertical y lateral.

## **2.2. El bogie y sus elementos**

El material móvil de los ferrocarriles es muy heterogéneo, tanto por la definición del medio de transporte, en la que interviene la capacidad de transporte, velocidades, distancias, etc., como por la falta de normalización entre Administraciones. Dentro de ese material móvil, uno de los elementos mecánicos de especial importancia, junto con las propias cajas y los enganches, es el bogie.

### **2.2.1. Marco histórico**

Matías W. Baldwin, creador de la locomotora de tipo americano, 1834, era un antiguo y famoso relojero, que empezó sus trabajos para el ferrocarril con el encargo de la locomotora que se hizo para una línea de Filadelfia [2].

La de 1834 parecía inspirada en la Planet, de Stephenson, y llevaba una larga caldera, por supuesto, horizontal, unida a la caja de fuego. El bastidor, de madera, apoyaba su parte delantera en un carro de cuatro pequeñas ruedas, según idea, al parecer, de Jervis, que ayudaba a Baldwin. Era el bogie que había de extenderse por el mundo, más o menos pronto [2].

### **2.2.2. Función del bogie**

El fundamento de los bogies, como conjunto de rodadura mecánica que sustenta las cajas, bien sea de locomotoras, de coches de viajeros, vagones de carga o coches de transporte ferroviario, urbano e interurbano, es normalmente el mismo. El bogie, como conjunto claramente identificado en el sector ferroviario, es muy similar por tanto en todas las Explotaciones, aunque hay iniciativas recientes diferenciadoras, como las relativas a ejes orientables o bogies compactos que incorporan todo el sistema de control eléctrico en el mismo, en proceso de desarrollo, además de las lógicas diferencias tecnológicas asociadas al número de motores, sistemas de suspensión y freno, etc. [3].

### **2.2.3. Tipos de bogies**

Los bogies, se pueden clasificar en dos grandes tipos:

- Bogies motores
- Bogies remolques o remolcados

Hay otros tipos de bogies, como los de tres, o más, ejes y otros como los bogies compartidos entre dos cajas y los bogies mono eje, en servicio pero con resultados desiguales.

Se desarrolla a continuación los componentes del bogie atendiendo a sus tipos.

## 2.2.4. Componentes

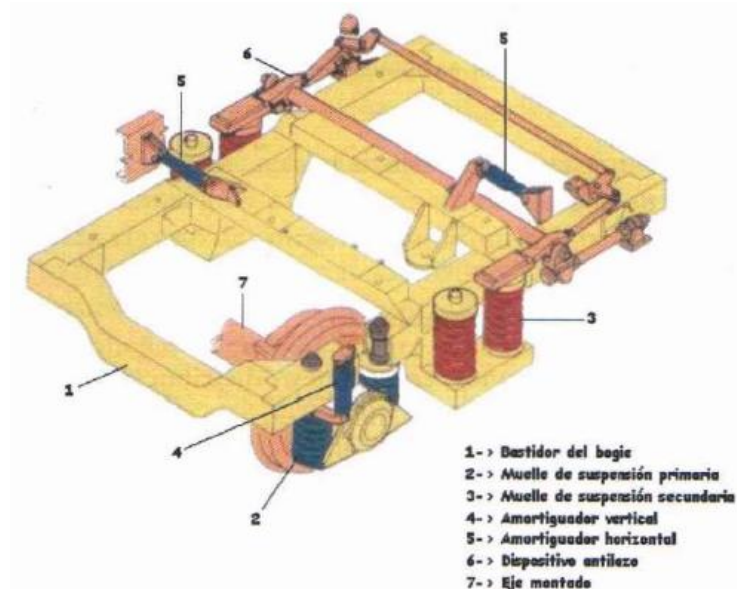
### ➤ **Bogies motores:**

Los bogies motores son aquellos que incorporan los motores y mecanismos de tracción, y están constituidos por los siguientes componentes.

#### **Bastidor**

Se denomina bastidor a la estructura metálica o armazón que conforma el conjunto del bogie, sirviendo de elemento de fijación de ejes, ruedas, motores de tracción, suspensiones, etc.

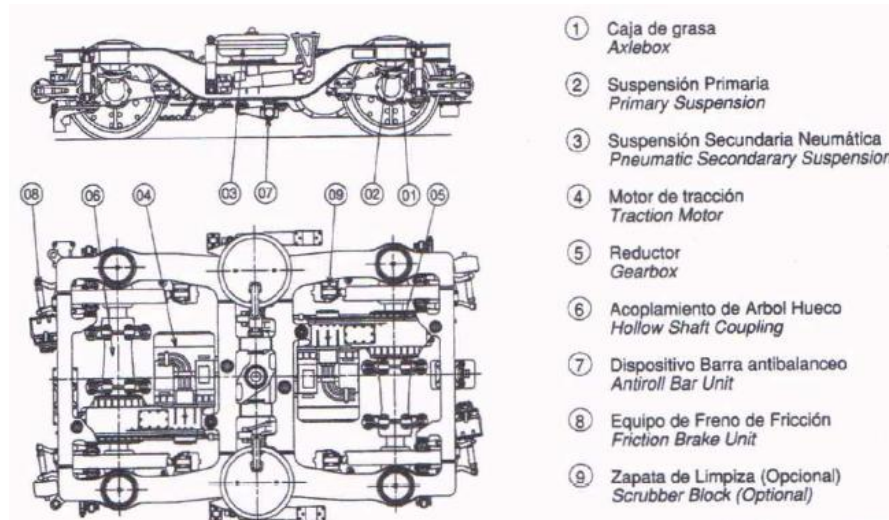
El bastidor es una estructura metálica, de acero soldado, que implican unos métodos de fabricación con unos requerimientos muy exigentes. Se muestra en la figura 2.17 de forma esquemática, con alguno de los equipos que normalmente monta.



**Figura 2.17** - Bogie con componentes

Los bastidores de bogies se diseñan como conjuntos solicitados a esfuerzos en las tres direcciones y, necesariamente, con criterios de elevada exigencia en cuanto a posibles deterioros y roturas por fatiga.

En la figura 2.18 siguiente se representa un bogie bimotor, donde los motores se encuentran posicionados de forma transversal, atacando cada uno de ellos a su respectivo reductor y éste al eje. Según el tipo de apoyo de los motores, estos bogies se identifican como apoyados en nariz o apoyados en bastidor.



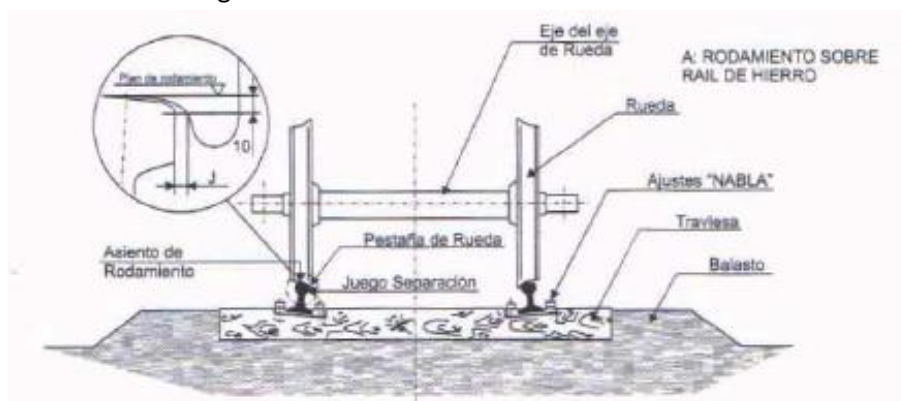
**Figura 2.18** - Bogie bimotor

Cuando se tienen bogies de un solo motor, monomotores, este acomete a los reductores por ambos extremos del motor. Este tipo de montaje se ciñe a explotaciones que no dispongan de radios de curvatura pequeños en el trazado de sus vías, y cuando éstas se encuentran en muy buen estado. Eso se debe a la diferencia de velocidades entre los dos ejes.

### **Ejes y ruedas**

El conjunto de ruedas montadas en ejes es muy importante.

La idea y concepción del eje del ferrocarril, con dos ruedas cónicas unidas por un eje, tiene como finalidad la de compensar de forma natural la diferencia de camino recorrido entre el carril exterior y el interior en una curva sin deslizamiento. Esto favorece el autocentrado del eje sobre la vía. Ver figura 2.19.



**Figura 2.19** - Conjunto de ruedas

Las ruedas ferroviarias tienen, según el servicio a prestar, diámetros comprendidos entre los 600 y 900 mm. Las ruedas caladas a alta presión (aproximadamente alrededor de 40 T de presión de calado) están sometidas a importantes esfuerzos por el continuo ataque rueda-carril y efecto de guiado. Los perfiles de las llantas de estas ruedas están normalizados según UIC, utilizándose normalmente los perfiles UIC 45 y UIC 54, correspondientes a carriles de 45 kg por metro y 54 kg por metro respectivamente.

Es importante vigilar el estado del perfil de la rueda y proveer sistemas de engrase que van proyectando pequeñas cantidades de grasa mediante sensores de proximidad o de vibraciones, o sistemas de engrases instalados en el propio bogie.

Además del desgaste, el ataque rueda-carril genera problemas de ruido muy difíciles de minimizar y que se sitúa en frecuencias de 400 a 4000 Hz, usualmente. Para evitarlo, existen soluciones atacando a la rueda o al carril para atenuarlo (absorbedores, vulcanizado con polímeros visco-elásticos en ruedas, aislamiento acústico de carriles...).

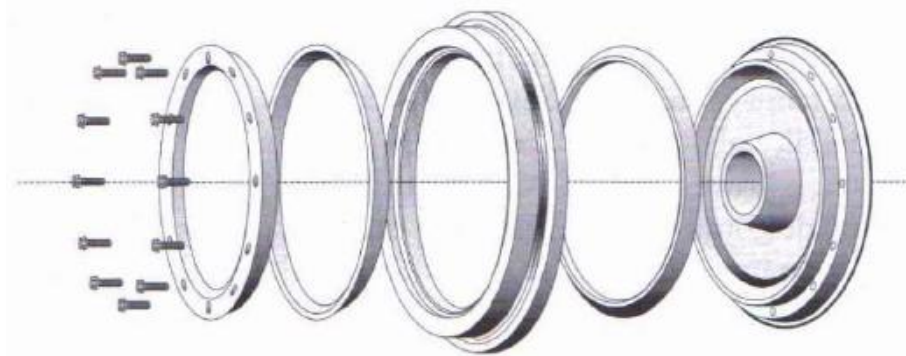
Dado los exigentes requisitos de las ruedas ferroviarias, se nombran los requerimientos de fabricación más importantes en la fabricación de ruedas:

- Dimensiones de las ruedas.
- Normas de fabricación (en Europa la UIC812-3 e ISO 1005).
- Características del acero (Se catalogan en los tipos de R1 a R9).
- Composición química.
- Prescripción de examen y ensayos (micrográficos, ultrasonidos, dimensiones y estados superficiales, equilibrado y marcas de fabricación).

### ***Ruedas elásticas***

Se utilizan principalmente en ferrocarriles interurbanos, para eliminar los niveles de ruido y vibraciones, Se trata de intercalar un elemento elástico entre el aro y el centro de la rueda, o bien introducir tacos de goma distribuidos en la periferia del cubo, calándose el aro exterior a presión sobre prensas verticales diseñadas para este uso. Ver figura 2.20.



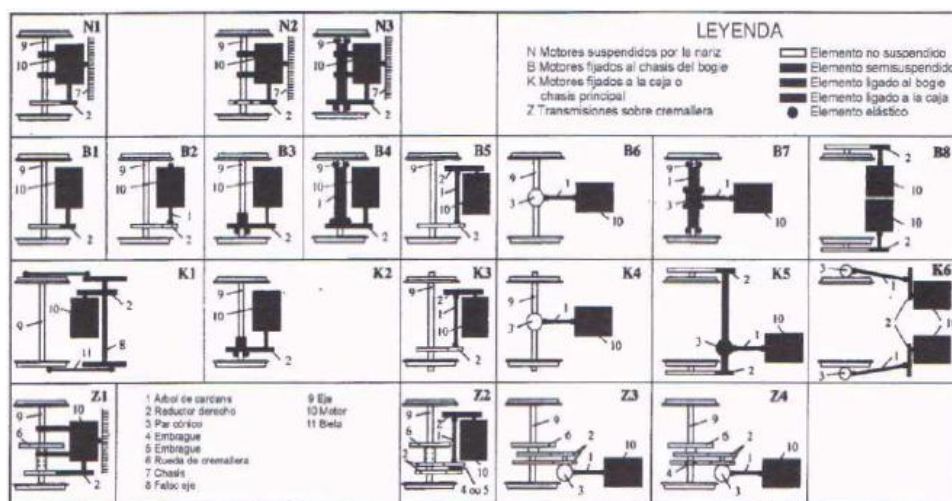


**Figura 2.20** - Despiece de rueda elástica con aro continuo

### Reductores

Los motores de tracción giran a velocidades muy elevadas, del orden de 5000 r.p.m. Esto obliga a realizar una interconexión entre motor y eje a través de sistemas de engranajes reductores de velocidad.

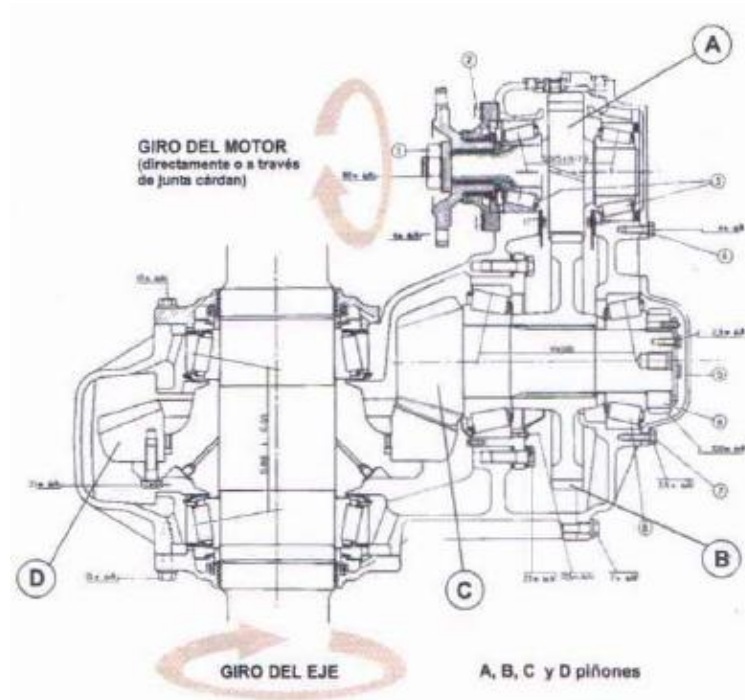
Estos sistemas, se diferencian entre sí tanto por las etapas de desmultiplicación que incorporan, como por el sistema de apoyo en el eje y transmisión del mismo. En la figura 2.21 se ve un cuadro resumen de los principales sistemas de transmisión existentes.



**Figura 2.21** - Cuadro resumen sistemas de transmisión

Estos reductores están sometidos a importantísimos esfuerzos mecánicos, pues transmiten todo el esfuerzo de tracción y freno por lo que el diseño es extremadamente crítico.

Se encuentran diseños de engranajes internos con perfiles normalmente inclinados y desarrollos cicloides e hipocicloides. En la figura 2.22 se representa un reductor seccionado de doble desmultiplicación, en el que aparece como se transmite el giro del motor al eje mediante dos pasos des-multiplicadores, con cuatro engranajes A, B, C, D.



**Figura 2.22 - Reductor**

### ***Diseño y pruebas de reductores ferroviarios***

Los reductores tienen como misión la desmultiplicación de las elevadas revoluciones del motor hacia las ruedas.

Los reductores de la mayoría de las Explotaciones parten de dentados curvos cicloides e hipocicloides, que implican una transmisión con mayor zona de contacto permanente y menos ruidoso, pero con mayores esfuerzos axiales.

Las características básicas para el diseño son:

- Potencia del motor.
- Máximo régimen de revoluciones.
- Relación de transmisión  $N$ , a conseguir con piñón y corona  $N=Z1/Z2$  o con doble transmisión.
- Tipo de accionamiento, (directo, con acoplamiento elástico, etc.).
- Distancias exteriores de ubicación en el bogie y cotas de montaje.
- Condiciones exteriores, temperatura, humedad, distancia entre estaciones, calidad de desequilibrio del motor, etc.

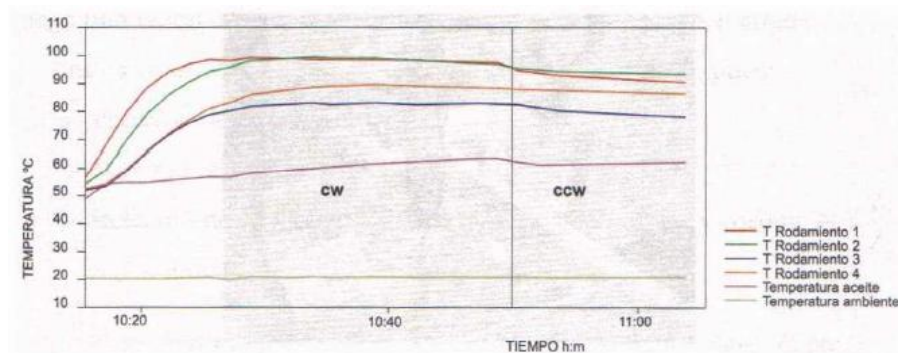


- Tipo de servicio a prestar, para estudiar la disipación y carga dinámica.
- Requerimientos acústicos y de vibraciones.

Según se trate de motor longitudinal o transversal, el dentado de ataque será cónico o recto y, con los datos anteriores se realiza el diseño de la forma de los dientes, de acuerdo a las técnicas de cinemática y dinámica de engranajes.

Antes de su montaje las reductoras se someten a diferentes pruebas.

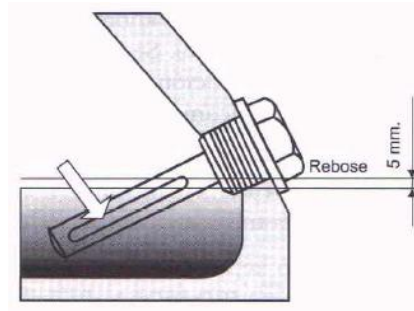
- *Ensayo de engrase y estanqueidad.* Verifica si el engrase de piñones y cojinetes es suficiente, manteniéndose la lubricación fluidodinámica perfecta en toda la máquina. Ver figura 2.23 de un ensayo real satisfactorio.



**Figura 2.23** - Ensayo de engrase y estanqueidad

- *Ensayo dinámico con carga.* Tiene como objetivo determinar la geometría de la huella de contacto entre dientes, tanto en longitud, anchura como posición. Con ello, se verifica el correcto tallado y la idoneidad o no de realizar ajustes de regulación y aprietes.
- *Ensayo de fatiga.* Destinado a verificar posibles desgastes anómalos tras un largo periodo de funcionamiento con un par constante.
- *Ensayo de ruidos y vibraciones.* El ensayo de ruidos se destina a comprobar que el nivel sonoro en dB de las máquinas trabajando en carga, no supere los niveles exigidos. Se realiza desde la máquina parada a la máxima velocidad.
- El *ensayo de vibraciones*, se destina a medir, mediante acelerómetros, el comportamiento vibratorio, en los tres ejes, de la máquina y de sus elementos internos, comprobando la potencia vibratoria (RMS) y la frecuencia de cada elemento interno, identificando el grupo de máquina y los niveles vibratorios de ésta dentro de los límites de la norma ISO 10816.

- *Ausencia de partículas extrañas.* Además de los ensayos es necesario controlar en todas las reductoras la ausencia de esquirlas, virutas metálicas y otros restos que puedan provocar daños internos en los dientes de los engranajes. Las reductoras llevan un tapón de control del nivel de engrase, ver figura 2.24, que en su cuerpo lleva un imán permanente para la atracción de las esquirlas y virutas.



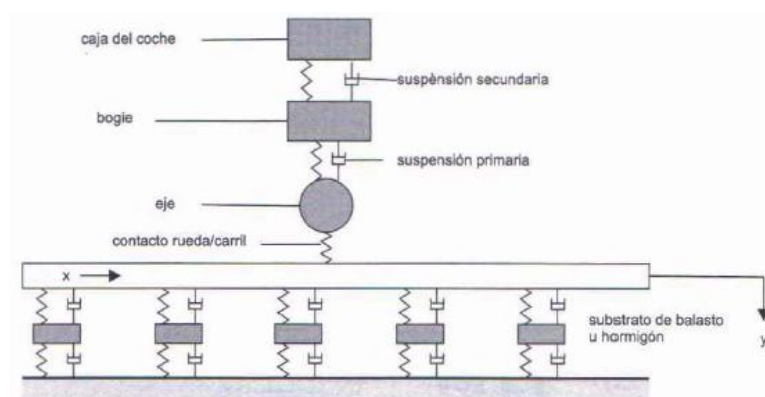
**Figura 2.24** - Tapón de control

### ***Suspensiones***

Entre el conjunto de ejes y ruedas y el bastidor de bogie, se intercala un sistema de suspensión que, como primer órgano flexible entre dicho conjunto y el tren, se denomina suspensión primaria. Ésta se suele realizar mediante incorporación de resortes de caucho o goma, caucho y acero o puede ser mediante muelles, en cuyo caso se acompañan de amortiguadores.

A su vez, entre la propia caja del coche ferroviario y el bogie, hay una segunda suspensión, denominada suspensión secundaria.

En la siguiente figura 2.25 se incluye el modelo dinámico del conjunto tren-vía significando las citadas dos suspensiones.



**Figura 2.25** – Suspensiones

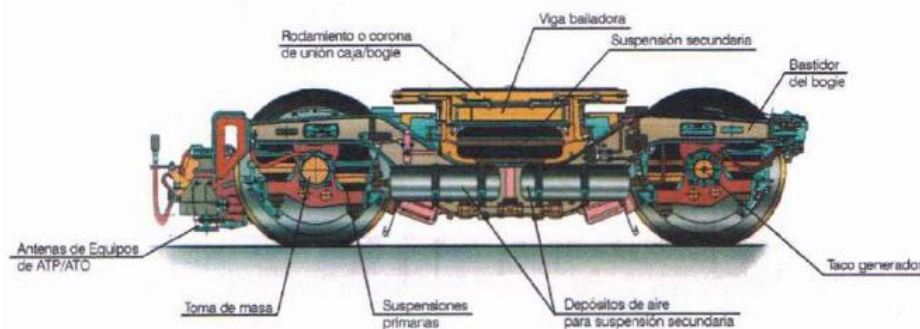
En este modelo dinámico se supone la rueda ferroviaria enteriza de acero.

A medida que aumentan las sollicitaciones dinámicas y velocidades las suspensiones primarias se complican, pasando del simple montaje de muelle y amortiguador, o de campanas de goma o caucho, a montajes muy complejos y avanzados.

Es muy importante el proyecto de ciclo de histéresis del conjunto y de la fatiga del elemento elástico que, con el paso del tiempo, va provocando la reducción de su altura. Ello implica la realización de periódicas mediciones de dicha altura y, en su caso, la incorporación de calas de suplemento.

La suspensión secundaria, puede ser también de muelles o mediante gomas o balones llenos de aire comprimido, sistema cada vez más utilizado. Este sistema es de mínimo mantenimiento y de fácil regulación añadiendo o quitando presión según la carga o situación del tren en curva o recta. También permite mantener constante el nivel de altura del piso respecto a los carriles.

El montaje real de las suspensiones neumáticas, una por cada lado del costado del bogie, sobre la que descansa la caja a través de una viga se puede ver en la figura 2.26.



**Figura 2.26 - Montaje de suspensión**

### ***Elementos auxiliares de bogie***

Los bogies incorporan los siguientes elementos auxiliares: antenas del equipo de ATC, balizas para diferentes usos, sistemas de limpieza de bandajes de rueda, valvulería neumática, sistemas de medición de velocidad o tacogeneradores y cajas de grasa como elementos de unión entre ejes y los bastidores de los bogies.

Adicionalmente, los bogies incorporan también sistemas de captación de corriente para el caso de alimentación por tercer carril, sistemas de frenado por patines electromagnéticos y equipos auxiliares diversos.

### **Motores de tracción**

Se van a ver las principales características de los motores de tracción ferroviaria que, partiendo de la alimentación eléctrica de catenaria o tercer carril adaptado a los requisitos de arranque y freno de dichos motores, se diferencia de los motores ferroviarios de mercancías y largo recorrido, en una altísima integración de los mismos en los bogies.

Se diferencian los motores de tracción ferroviaria en dos grandes grupos: motores de tracción de corriente continua y motores de tracción de corriente alterna.

Los motores de corriente continua (CC), constan de una parte fija, estator y otra parte giratoria denominada rotor. El estator y el rotor llevan unos devanados, arrollados sobre conjuntos de chapas magnéticas que se denominan inductores e inducidos respectivamente.

En un motor de CC serie, la velocidad puede modificarse variando la tensión aplicada  $E$ , para un corriente  $I$  determinada.

Esta característica es la que determinó que los motores de tracción hayan sido de CC, pues la regulación de la tensión se hacía fácilmente intercalando resistencias en serie con el motor en la fase de arranque. Sin embargo estos motores han presentado un costoso y complejo mantenimiento, por el sistema de colector, escobillas, que propicia muchas averías.

Los motores de corriente alterna (AC), habida cuenta de los problemas de mantenimiento de los de CC, se incorporan a los trenes modernos utilizando motores trifásicos en jaula de ardilla.

Constructivamente los motores trifásicos permiten diseños más robustos e inmunes al polvo, humedad, etc., al evitarse los contactos físicos colector-escobillas de los motores de continua.

### ➤ **Bogie Remolque**

El diseño de los bogies situados en coches remolcados, se caracterizan porque el diseño es más simple que los bogies motores, debido fundamentalmente al mínimo de equipamiento de control, además de no incorporar sistemas de tracción, reducción y transmisión al eje.

Los sistemas de suspensión que incorporan son más simples, debido al menor peso relativo de sus cajas. También es más simple la unión entre bogie y caja y, por último los sistemas de freno también son más simples al realizarse el frenado directamente sobre la llanta.

Los bastidores de estos bogies, aunque se fabrican con los mismos estándares de calidad, tienen solicitaciones menos fuertes.

### ***Cálculo de ejes de ferrocarriles***

Este cálculo se hace mediante resistencia a la fatiga conforme a la Norma UIC 515-3.0R. El material seleccionado para su construcción está seleccionado según la Norma UIC 811. (Ver cuadro resumen de cálculo).

El eje se encuentra sometido a unos momentos flectores que van variando en cada sección de cálculo con base en:

- Esfuerzos verticales sobre la mangueta más y menos cargada.
- Esfuerzos horizontales para la rueda más y menos cargada.
- Flexión torsional debido al sistema de frenado en función de la masa.

Se debe comparar que los valores obtenidos del diagrama de momentos flectores estén por debajo de las tensiones admisibles, considerando factores de seguridad de 1,3 a 1,4 normalmente afectándolos en cada sección del factor K de concentración de esfuerzos de entallas, cambios de sección, etc.

Ver tabla 2.1:

Eje Motor — Cálculo según UIC 515-3 0R			
DATOS			
— Se considera la mangueta cercana al centro del reductor como más cargada ( $P1 < P2$ ).			
— Se ha considerado la aplicación de freno neumático de urgencia.			
m1	11720.5	(kg)	Masa sobre el eje
m2	2192	(kg)	Masa del eje montado
m1+m2	13912.5	(kg)	Masa sobre el carril para el eje considerado
P	68240.813	(N)	
P0	57489.053	(N)	
g	9.81	(m/s**2)	Distancia entre puntos de aplicación de cargas en las manguetas
2b	1880	(mm)	
2s	1500	(mm)	Distancia entre círculos de rodadura
b	940	(mm)	Semidistancia entre puntos de aplicación de cargas en las manguetas
s	750	(mm)	Semidistancia entre círculos de rodadura
h1	1470	(mm)	Altura sobre el eje de ruedas del centro de gravedad del vehículo por encima del eje horizontal de eje
R	430	(mm)	Radio nominal de la rueda medido en el círculo de rodadura
Fuerzas debidas a las cargas verticales y transversales			
P1	87594.357	(N)	Fuerza sobre la mangueta más lejana al reductor
P2	56128.274	(N)	Fuerza sobre la mangueta más cercana al reductor
Y1	40242.337	(N)	Esfuerzo transversal rueda - carril del lado de la mangueta donde actúa P1
Y2	20121.168	(N)	Esfuerzo transversal rueda - carril de lado de la mangueta donde actúa P2
H	Y1-Y2	(N)	Fuerza transversal de equilibra Y1 a Y2 (no se utiliza)
Fuerzas debidas a las masas no suspendidas situadas entre las ruedas			
F1	11575.8	(N)	Fuerzas debidas al peso del reductor + acoplamiento + medio motor
y1	750	(mm)	Distancia del primer círculo de rodadura al punto de aplicación de F1
F2	1422.48	(N)	Fuerzas debidas al peso del disco de freno
y2	1212.5	(mm)	Distancia del primer círculo de rodadura al punto de aplicación de F2
Q1	91287.593		Reacción de apoyo vertical rueda/carril del lado de la mangueta donde actúa P1
Q2	39436.789		Reacción de apoyo vertical rueda/carril del lado de la mangueta donde actúa P2
Freductor	33235.417		Fuerza en las bielas verticales de la timonería de freno
yi	1212.5		Distancia de la fuerza al centro de rodadura
af	1.3	(m/s**2)	Deceleración de freno neumático de urgencia
Radio de frenado	234	(mm)	Radio de frenado

**Tabla 2.1** - Cuadro resumen de cálculo



➤ **Bogies de tranvías**

Aunque de concepción similar, debido a las soluciones que hay que adoptar solicitadas por las Administraciones, en las que se obliga a que el piso sea 100% bajo, los diseñadores ferroviarios han de incorporar en su gama de fabricación bogies que permitan la circulación entre sus largueros de pasajeros.

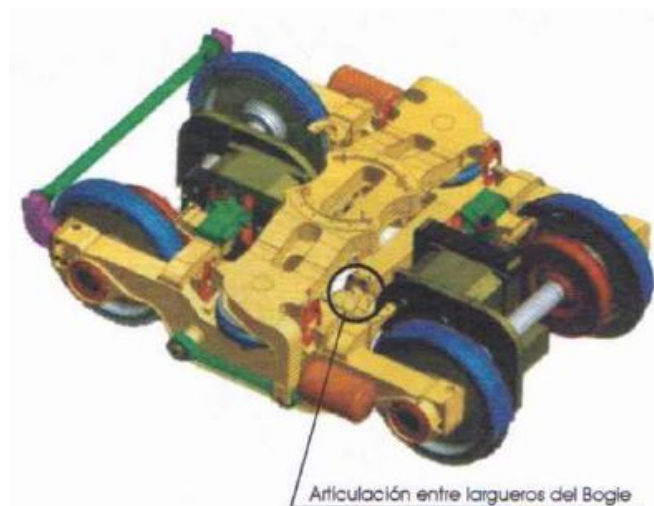
El sistema de frenado en los bogies de tranvía es hidráulico y aprovechando esa circunstancia el sistema de suspensión también es hidráulico, sustituyendo a los muelles helicoidales.

➤ **Desarrollo y nuevos proyectos sobre bogies**

La concepción más convencional de bogies es la que se fundamenta en una estructura o bastidor en forma de H con dos ejes.

Los bogies motores actuales se diseñan con dos motores tractores, uno por eje, con independencia de que su posición sea longitudinal o transversal.

Una pequeña variación de los bogies en H es la que implanta articulaciones entre los largueros principales, ver figura 2.27, con la gran ventaja de la capacidad de absorción de irregularidades entre los carriles de la vía.



**Figura 2.27** - Bogie con articulaciones entre los largueros principales

Otro ejemplo de desarrollo es el de implantación del conjunto motor-reductor por fuera de la mangueta y sin eje de unión entre ruedas, esto es, cada rueda es sustentada por un mismo eje que implementa los cojinetes laterales de sustentación y el piñón de transmisión en la parte externa.

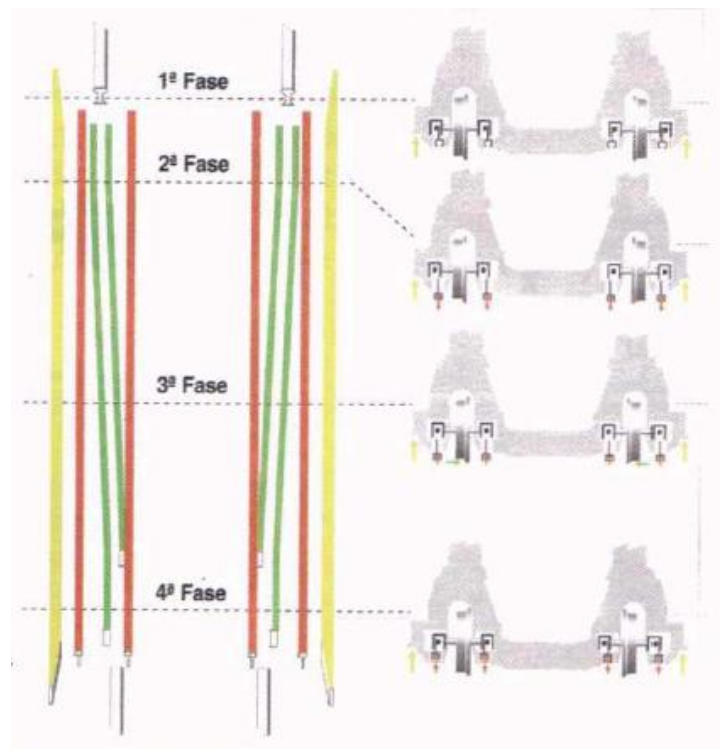
Hay otros desarrollos, aunque de momento no tienen demasiada aceptación.

➤ **Bogies de ancho variable**

En nuestro País se disponen de dos anchos, el internacional UIC de 1.435 mm y la ibérica de 1.668 mm.

Ante esta realidad dos constructores españoles TALGO y CAF [3], comenzaron a desarrollar sistemas que permitieran el cambio de ancho de vía, sin tener que cambiar ejes o bogies.

En el caso de TALGO, ver figura 2.28, el arco sustentador de las ruedas, es elevado mediante un apoyo en deslizaderas paralelas a los carriles que van subiendo paulatinamente de cota a medida que el tren avanza. Cuando cada rueda es liberada las ruedas son guiadas hacia dentro o hacia fuera, hasta que se ha producido el cambio en donde el apoyo va perdiendo cota y vuelven a apoyar las ruedas en los carriles; momento en que se produce un enclavamiento mecánico liberado en la primera fase.



**Figura 2.28** - Arco sustentador

El caso de CAF es diferente pues, aunque conceptualmente también se base en una rampa que eleva los ejes, el hecho de tener que cambiar el ancho en ejes solidarios, obliga a que las ruedas se deslicen de forma telescópica hacia el interior o el exterior, por lo que éstas deben estar montadas sobre unos soportes flotantes que permiten dicho desarrollo telescópico. Ver figura 2.29.



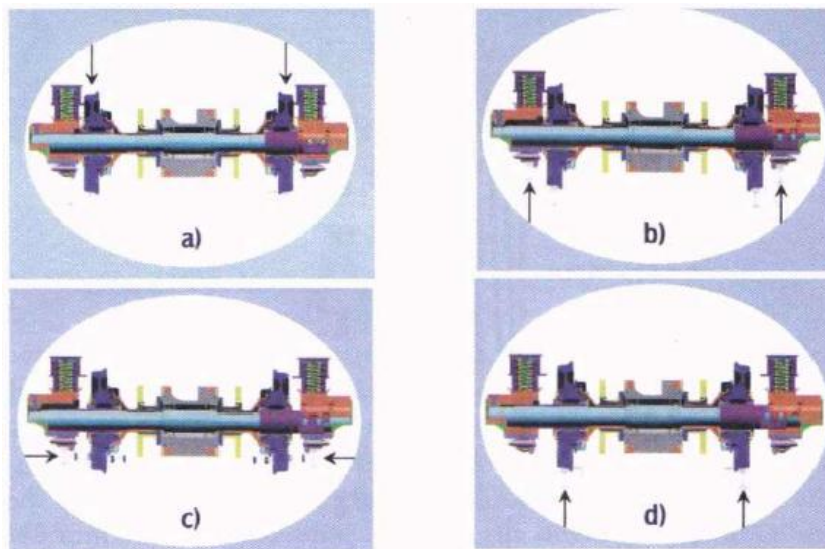


Figura 2.29 - Cambio de ancho CAF

### 2.2.5. Comportamiento estático

Se van a exponer en este apartado algunos de los aspectos cinemáticos del conjunto bogie-vía.

#### ➤ Fórmulas del movimiento y la adherencia

La fuerza horizontal máxima a aplicar y que nos fijará, a su vez, máxima aceleración y deceleración, por la conocida expresión de Newton  $\sum F = m \cdot a$ , será según la siguiente figura 2.30.



Figura 2.30 - Fuerza máxima

El coeficiente de adherencia expresa el cociente entre la fuerza horizontal máxima que puede transmitir un eje motriz sin que la rueda patine y la masa que soporta dicho eje.

Por lo expuesto, puede señalarse que la adherencia introduce otro límite a la fuerza de tracción máxima.

En el frenado, de forma análoga, la adherencia es el cociente entre la fuerza que gravita sobre un eje que frena y la fuerza horizontal de frenado que puede transmitir dicho eje.

Por ello, puede decirse que el coeficiente de adherencia es la medida de la efectividad con que un vehículo puede emplear su peso a la tracción o al freno, sin que las ruedas patinen.

Muchos factores influyen en la adherencia: entre ellos, las condiciones climatológicas, el perfil de la rueda y de la cabeza del carril, la contaminación del carril y el sistema de tracción y de control eléctrico. En éste último factor es en el que se han conseguido mayores avances en los últimos años.

Los nuevos sistemas de control son diseñados de forma que permiten un ligero patinaje (*creep control*). La teoría es que las locomotoras patinando limpian el carril de la posible contaminación y, por ello, proporcionan una mayor adherencia.

La aplicación de la fuerza máxima expuesta anteriormente no se invierte totalmente en acelerar o decelerar el vehículo; pues una parte de dicha fuerza se utilizará en vencer las resistencias al avance o fuerzas exteriores entre las que cabe significar: resistencia aerodinámica, resistencias a la rodadura, resistencias en curva, resistencias debidas a las componentes paralelas a la vía en pendientes, inercias de masas rotativas intermedias, etc.

➤ **Resistencias al avance**

- Resistencia general al avance: suele expresarse en kilogramos por cada tonelada de peso de la unidad ferroviaria de que se trate.

$$R_a = A + B \cdot V + C \cdot V^2 \quad (1)$$

Donde, V es la velocidad expresada en Km/h y:

$$A = 1,005 \text{ kg por tonelada}$$

$$B = 0,018$$

$$C = 0,00136$$

- Resistencia en curvas: la resistencia al avance en daN responde a:

$$R_{ac} = - \left[ m \cdot \frac{800}{R} \right] \text{ para vía de ancho } 1,668 \text{ m} \quad (2)$$

$$R_{ac} = - \left[ m \cdot \frac{600}{R} \right] \text{ para vía de ancho } 1,435 \text{ m} \quad (3)$$

Donde:

$R$  es el radio de la curva, en m

$m$  es la masa del tren, en toneladas

También se suele expresar en kilogramos por cada tonelada de peso, utilizándose la fórmula:

$$R_c = 302,52/R \quad (4)$$

- Resistencia mecánica: es la suma de la resistencia a la rodadura,  $R_{mrd}$ , y la resistencia de los rozamientos internos,  $R_{mri}$ .

La resistencia a la rodadura se produce por la deformación elástica del contacto rueda carril. La fórmula de Dupuit establece el coeficiente de resistencia a la rodadura como:

$$\varphi = \sqrt{\frac{2 \cdot \delta}{R}}$$

Donde,

$\varphi$  es el coeficiente de resistencia a la rodadura (daN/kg)

$\delta$  es la penetración de la rueda en el carril (m)

$R$  es el radio de la rueda (m)

La fuerza mecánica de resistencia a la rodadura:

$$R_{mrd} = \varphi \cdot M \cdot 1000 \quad (5)$$

La resistencia de los rozamientos internos incluye la resistencia mecánica al avance que se produce en los cojinetes y en las cajas de grasa de los ejes. En la fórmula clásica de Davis el valor de esta resistencia es:

$$R_{mri} = 0,65 \cdot M + 13 \cdot N_e \quad (6)$$

Donde,

$R_{mri}$  es la resistencia mecánica de los rozamientos internos (daN)

$M$  es la masa real del tren (ton)

$N_e$  es el número de ejes del tren

- Resistencia en rampas: ver figura 2.31.

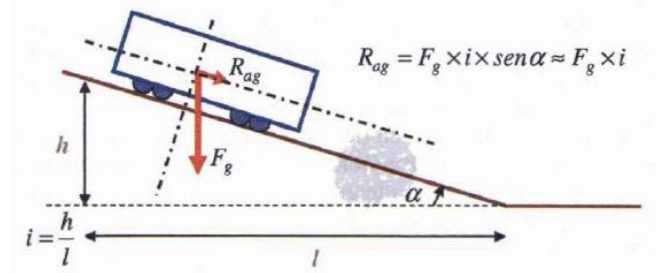


Figura 2.31 - Resistencia en rampas

- Resistencia aerodinámica: avance de la fuerza longitudinal que se opone al movimiento del tren como consecuencia de la interacción entre el tren y el aire circundante con el que choca y que lo envuelve.

En ausencia del viento exterior, la resistencia aerodinámica al avance tiene como expresión:

$$R_{ada} = C \cdot V^2 \quad (7)$$

En el interior de los túneles, la resistencia aerodinámica al avance aumenta como consecuencia de la mayor fricción del aire contra la pared exterior del tren. La expresión pasa a ser:

$$R_{ar_{túnel}} = -[A + B \cdot V + T_f \cdot C \cdot V^2] \quad (8)$$

- Resistencia debida a la entrada de aire: esta resistencia tiene su causa en el hecho de que, en los trenes en marcha, entra y sale de forma permanente una notable cantidad de aire: la necesaria para refrigeración de los motores y la que precisa para la renovación de aire de los viajeros.

La resistencia total al avance de un tren depende de muchos factores. El peso relativo de cada uno de los componentes varía en función de la velocidad. Para tener una idea aproximada se incluye un gráfico en el que figura la resistencia al avance. Ver figura 2.32.

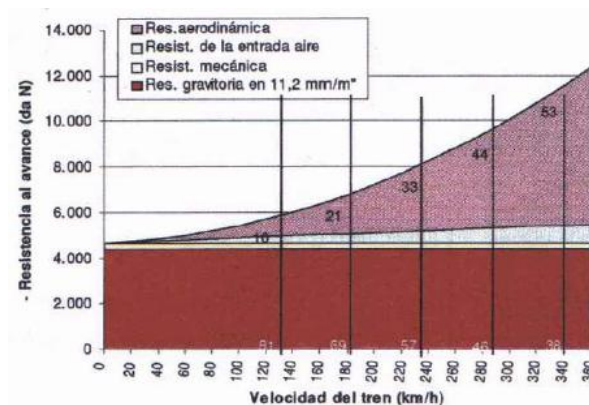
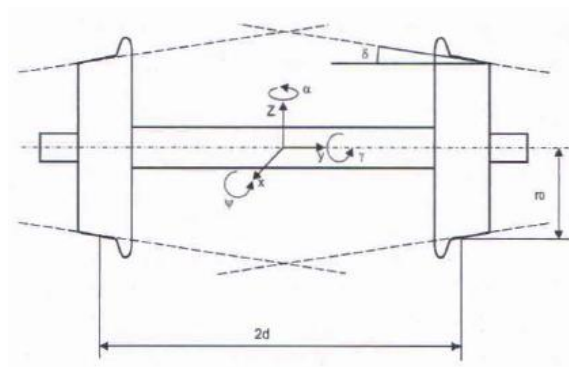


Figura 2.32 - Resistencia total al avance

➤ **Movimiento de lazo**

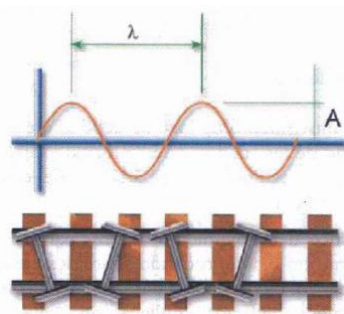
El denominado movimiento de lazo se debe al efecto cinemático conjunto de la conicidad de las ruedas y del desplazamiento lateral del eje respecto de la vía.

El estudio analítico del movimiento de lazo parte de la consideración empírica del eje como un bicono rodando sobre dos ejes rectos y paralelos separados la distancia  $2d$ . La pequeña separación del bicono expuesto de una posición ideal totalmente centrada, conlleva una oscilación compuesta por un movimiento lateral y uno de giro del propio eje sobre su posición vertical. Ver figura 2.33.



**Figura 2.33** - Posición ideal

En función de la velocidad de traslación del centro del eje y la velocidad angular de giro de lazo, se obtendrán una longitud de onda, entendiendo por tal la distancia entre dos posiciones iguales y sucesivas del eje y que se simboliza esquemáticamente y, exageradamente, cómo se mueven los ejes de un tren. Ver figura 2.34.



**Figura 2.34** - Movimiento de lazo

El bicono anteriormente señalado tiende a estabilizar el eje en la posición intermedia, siendo la longitud de onda del movimiento de lazo dependiente del desgaste de las superficies de rodadura.

Es preciso perseguir una reducción o minimización del movimiento de lazo; optimizando perfiles de ruedas y ancho de vía.

## 2.2.6. Comportamiento dinámico

Para comenzar el análisis dinámico se empieza por estudiar las fuerzas que actúan sobre un eje. Habitualmente estas fuerzas se consideran como estacionarias o fuerzas cuasi-estáticas y, por tanto, pueden calcularse resolviendo las ecuaciones de equilibrio en régimen permanente resultantes de la circulación en curva.

Cuando se contempla la respuesta estacionaria se pueden establecer algunas hipótesis que permiten simplificar el problema: se considera que los perfiles de las ruedas son cónicos y que el deslizamiento es lo suficientemente elevado como para que se alcancen las fuerzas de fricción en todas las ruedas.

Así mismo, las cargas verticales en todas las ruedas se consideran constantes e iguales a las nominales y por último, no se toman en cuenta los efectos spin.

Las velocidades en los puntos de contacto de las ruedas exterior e interior a la curva son respectivamente:

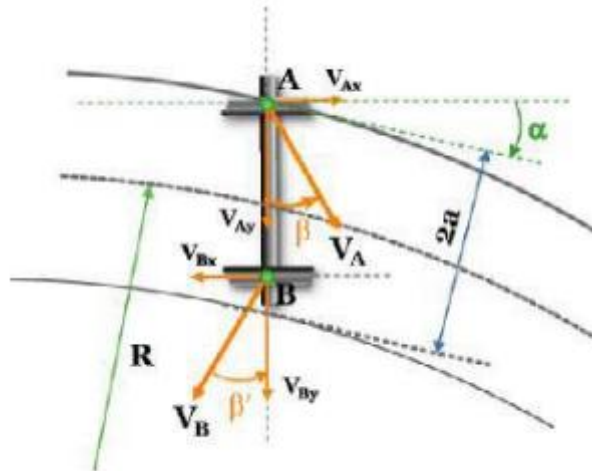
$$V_{Ax} \cong V + \frac{e_0 V}{R} - \omega(r_0 + \gamma y) \quad (1)$$

$$V_{Bx} \cong V - \frac{e_0 V}{R} - \omega(r_0 - \gamma y) \quad (2)$$

$$V_{Ay} \cong V\alpha \quad (3)$$

$$V_{By} \cong V\alpha \quad (4)$$

Se pueden ver las velocidades del eje en curva en la siguiente figura 2.35.



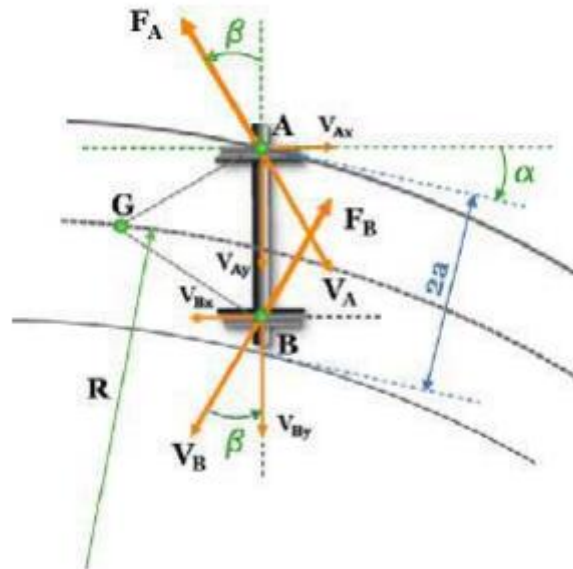
**Figura 2.35** - Velocidades del eje en curva

Las velocidades de deslizamiento se deben a que el eje obliga a la rueda exterior a ir más deprisa de lo que corresponde a su velocidad angular, mientras que en la rueda interior sucede lo contrario.

Las dos resultantes de las velocidades forman los ángulos  $\beta$  y  $\beta'$  que aproximadamente son iguales. Ver figura 2.36.

Las fuerzas de fricción que aparecen entre la vía y las ruedas, tienen la misma dirección y sentido contrario que las velocidades de deslizamiento, y su valor es igual a  $\mu N$ , siendo  $N$  la carga por rueda.

Tomando las fuerzas de rozamiento  $F_A$  y  $F_B$  al considerar que ambos ángulos son iguales y que su valor es también igual, su perpendicular al punto de aplicación se corta en un punto que se ha denominado  $G$  en la figura 2.36.



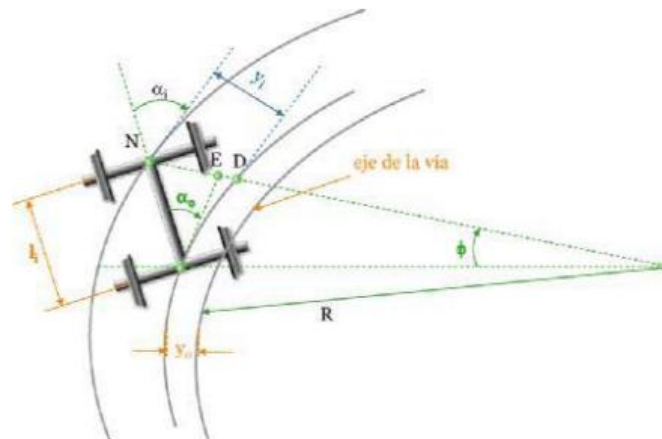
**Figura 2.36** - Fuerzas sobre el bogie en curva

Para un bogie con ejes unidos rígidamente, la posición de cada eje quedará definida por su desplazamiento transversal respecto al eje de la vía y por su giro de ataque. Ver figura 2.37.

El ángulo de ataque correspondiente al eje  $i$  y el desplazamiento transversal del eje  $i$  serán:

$$\alpha_i \cong \alpha_0 + \frac{l_i}{R} \quad (5)$$

$$y_i = ND + y_0 = NE + ED + y_0 \quad (6)$$



**Figura 2.37** - Bogie rígido en curva

Además de las fuerzas de fricción, los ejes primero y último del coche pueden sufrir esfuerzos laterales sobre las pestañas de sus ruedas. La existencia o no de estas fuerzas en el eje posterior y la rueda sobre la que se aplican, interna o externa, dependen de la posición de equilibrio del coche en la curva.

Esta figura representa un coche ferroviario posicionado en la curva de tal forma que su ángulo de ataque es máximo. En este caso las fuerzas sobre las pestañas se producen en la rueda exterior del primer eje y en la interior del último eje.

Considerando que los ángulos formados por las fuerzas de rozamiento de un mismo eje son iguales, las perpendiculares a las fuerzas de fricción se cortan todas ellas en el punto G.

Por otra parte, se considera que la caja transmite a los bogies una fuerza lateral  $F$ , que proviene de las fuerzas de inercia no compensadas por el peralte, y un momento  $M$ , producido por los elementos de unión entre la caja y el bogie.

La condición de ángulo de ataque máximo permite conocer los desplazamientos transversales de los ejes primero y último. Una velocidad baja del vehículo y un peralte elevado tienden a provocar que la situación de equilibrio sea de ángulo de ataque máximo.



## **CAPÍTULO 3: METODOLOGÍA DE TRABAJO EN SOFTWARE SIMPACK**

### **3.1. Introducción**

En este capítulo, se empezará comentando las principales funcionalidades que nos aporta el software elegido para el estudio, Software SIMPACK. Posteriormente, se explicará los conceptos necesarios para la modelización del tren mediante dicho programa, y se detallarán los pasos a seguir para el desarrollo del modelo, desde la creación de los elementos de forma individual hasta el ensamblaje de todo el conjunto del tren generado.

### **3.2. Software SIMPACK**

Software SIMPACK comenzó a ser desarrollado en el “German Aerospace Center DLR” a mediados de los 80 y pretendía ser una evolución del MEDYNA en su aplicación a la dinámica ferroviaria [4].

SIMPACK es una herramienta de simulación de modelos multicuerpo (MBS) conformada por las demandas de los expertos de simulación existentes en la industria, por lo que está siendo usada por ingenieros en sectores de automoción, ferrocarril, aeroespacial y de maquinaria. El software es capaz de simular sistemas mecánicos, pudiendo analizar comportamiento relativo a vibraciones, calcular fuerzas y aceleraciones, y describir y predecir el movimiento de cualquier sistema multicuerpo, sea complejo o no.

Su concepto fundamental es el de crear las ecuaciones de movimiento en sistemas mecánicos y electromecánicos, simplemente mediante la construcción de forma similar a un modelo CAD.

Consta de una extensa librería de modelos y módulos de trabajo para simulación de automóviles, ferrocarriles y control. Permite interactuar con programas CAD tales como CATIA, PRO-ENGINEERING o I-DEAS, con programas de elementos finitos como ANSYS o MSC.NASTRAN y con aplicaciones de control como MATLAB-SIMULINK.

Además, permite evaluar en el dominio del tiempo, los valores propios, el punto de equilibrio y cinemática inversa, pudiéndose obtener gráficas de resultados y animaciones tridimensionales.

En cuanto a la versión empleada, se ha utilizado el Software SIMPACK 9.5 ya que permite emplear perfiles de carril variables para la simulación de desvíos, cruces, perfiles gastados en las curvas, además de otorgar una simulación realista de pistas largas utilizando perfiles de carril láser medido.

No se requiere un perfil preprocesador separado y la sección de división longitudinal permite discontinuidades.

### 3.3. Definición de parámetros

Antes del modelado del tren en SIMPACK, es necesario definir una serie de parámetros que permitan crear un juego de ruedas lo más cercano a la realidad posible.

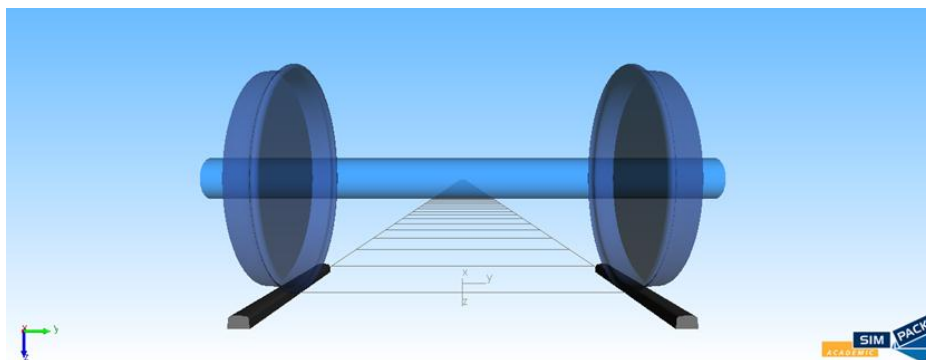
Para ello, se describen los pasos necesarios para crear un modelo partiendo de cero ya que, para el estudio que se va a realizar, no se emplea ningún modelo de plantilla especial.

Los pasos a seguir son los siguientes.

- **Paso 1:** Creación del juego de ruedas.
- **Paso 2:** Colocación del juego de ruedas en equilibrio.
- **Paso 3:** Inclusión de una guía sencilla (resortes primarios).

De esta manera, se crea un juego de ruedas guiadas que nos servirá de base para poder modelar el bogie y, a posteriori, el tren.

El resultado será el mostrado en la figura 3.1.



**Figura 3.1** - Juego de ruedas

➤ **Paso 1: Creación del juego de ruedas**

○ Preparación del modelo.

En primer lugar, se adopta un estado que sea adecuado para la simulación de vehículos ferroviarios de acuerdo con diversas normas.

Para ello, se debe generar un nuevo modelo en SIMPACK utilizando la plantilla *General*. Una vez generado, se cambia la dirección de la gravedad para el sentido positivo, y se coloca un sistema de referencia en el cuál el eje z mire hacia abajo, el eje y hacia la derecha, y el eje x en la dirección de avance del vehículo. De esta manera se puede seguir el movimiento por la pista.

○ Cuerpo de las ruedas.

Ahora, se prepara el cuerpo del juego de ruedas.

Para ello, se cambia el nombre del cuerpo (Body) a *Wheelset* y se introducen los datos apropiados para la masa y la inercia, teniendo, también en cuenta también, las cajas de grasa. Ver tabla 3.1.

Masa	1000 kg
$I_{xx}$	1000 Kgm <sup>2</sup>
$I_{yy}$	100 Kgm <sup>2</sup>
$I_{zz}$	1000 Kgm <sup>2</sup>

**Tabla 3.1** - Propiedades del juego de ruedas

Además, se cambia el nombre del paralelepípedo Primitive escribiendo *Wheelset\_Shaft*, se cambia el tipo de geometría a Cylinder y se introducen los datos apropiados para la longitud, el diámetro exterior y el número de planos. Ver tabla 3.2.

Longitud	2200 mm
Diámetro exterior	180 mm
Número de planos	25

**Tabla 3.2** - Geometría

○ Pista.

Para añadir una pista estándar, en primer lugar, se debe crear un nuevo elemento *Track* y nombrarlo *track*.

Además, se cambia el tipo de pista a *Rail* (de esta manera, se usarán unas direcciones de coordenadas correctas) y se ajusta *Reference baselenght* en el cuadro de grupo *Superelevation* a 1,5 m. Esto, sólo será necesario para definir una sección peraltada en la pista, pero es bueno tener el valor por defecto apropiado desde el principio.

- Eje de las ruedas.

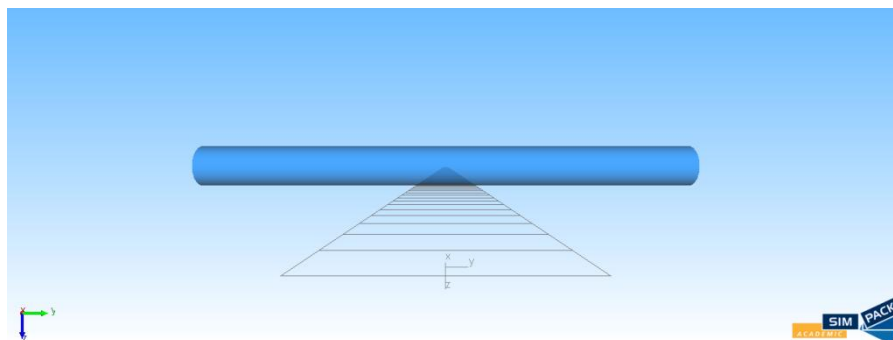
Los juegos de ruedas tienen 6 grados de libertad. Su movimiento únicamente está restringido por el contacto de los carriles.

Para la generación del eje, es necesario crear una *Subvar*, para el radio nominal de la rueda de valor 460 mm, llamada *Wheelset\_Rnom*.

También, es necesario cambiar el tipo de unión (Joint) de las ruedas en *General Track Point* a tipo 7 y establecer el estado de posición inicial en z a *Wheelset\_Rnom*.

De esta manera, el eje de las ruedas quedará elevado hasta su altura nominal por encima de la pista.

El modelo queda representado como se muestra en la figura 3.2.



**Figura 3.2** - Eje de ruedas

- Carriles.

El elemento *Rail* contendrá la definición de los carriles, es decir, tanto el perfil como la geometría incorporada. La posición del carril con respecto a la línea de la pista se define por medio del ancho de vía.

Para colocarlos, se crea el elemento *Rail* y se nombra *Rails*. Si los perfiles de carril no son *UIC 60*, se puede especificar el perfil deseado.

Cuando hay un único perfil en la lista, el perfil es constante, los valores de posición no se utilizan. En el momento en el que se meten más perfiles con sus respectivos valores de posición, el perfil cambia suavemente a lo largo de la pista. Nuestro modelo constará de un único perfil.

Se establecen los biseles del carril. Para 1:40 se selecciona 40. También es posible seleccionar 20 para 1:20 y 0 para no tener inclinación en el bisel.

Se establece *Lateral rail distance method* (método de distancia de carril lateral) como *from gauge at first rail profile* (desde el ancho hasta el primer perfil del carril) y se ajusta el ancho y la posición vertical de la pista si fuera necesario.

Los carriles son elementos de modelado pasivos y sólo proporcionan la información para el par de ruedas que se generará posteriormente.

- Pareja de carril-rueda.

Los pares de carril-rueda (Rail-Wheel Pairs) son el contenedor de datos central y gestionan todos los elementos del modelado relacionados con el contacto carril-rueda. Para un eje montado se necesitan 2 parejas de carril-rueda.

Para ello, se debe crear la pareja derecha (es indistinto generar primero la pareja derecha o izquierda), otorgándole el nombre de *Wheelset\_Right* y se introduce el *Wheel carrier Body* (este es el cuerpo que sigue a la pista, es decir, por ejemplo, el propio cuerpo de la pareja de ruedas).

En la pestaña *Wheel* se introduce el *Wheel Body* (el que gira, que en nuestro caso, es el mismo que en el *Wheel carrier Body*, la pareja de ruedas), y se ingresa el marcador de la rueda. Este marcador sirve de referencia para la distancia lateral y el radio nominal de la rueda; por ello, debe estar en el centro del juego de ruedas. Se elige, por tanto, el BRF para cuerpo de las ruedas.

Por otro lado, se introduce el *Wheel rotatory Joint* (junta de rotación de la rueda), que es el que proporciona velocidad de rotación a la rueda. De nuevo, es el *Joint* del par de ruedas, y se selecciona *gam: Pitch angle* como *Joint state*, este es el estado que representa la velocidad de rotación.

Si el perfil de la rueda no es *S 1002* se debe especificar dicho perfil. En el *Nominal Wheel radius* (radio nominal de la rueda) se debe introducir la *Subvar* definida previamente.

Por último, se debe especificar la distancia lateral de la rueda, 750 mm, que es la distancia desde el centro de los ejes montados al perfil de la rueda de referencia, o línea cónica.

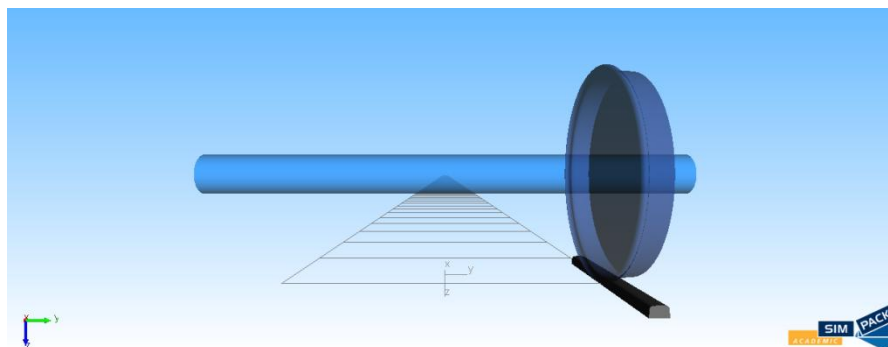
Una vez se introducen todos los datos necesarios para la rueda, en la pestaña *Rail*, es suficiente con seleccionar el elemento *Rail* creado con anterioridad. El par carril-rueda se colocará automáticamente en el carril derecho.

Los valores generados por defecto en el contacto y en la fuerza normal es suficiente, pero es necesario revisar las fuerzas tangenciales. Para ello, se cliquea en la pestaña *Tangential Forces* y se crea un elemento de contacto carril-rueda (*Rail-Wheel Contact*) que proporcione las fuerzas tangenciales.

Se debe pinchar en el botón “...” de la derecha y, luego, cliquear en *Create new*. Se introduce el nombre del elemento *FASTSIM* y se hace doble click en el nuevo elemento de la lista para seleccionarlo (el nuevo elemento de contacto carril-rueda ya tiene los parámetros por defecto apropiados). El algoritmo FASTSIM se utiliza con una discretización inicial de 11x11 elementos. Esto se puede comprobar en el propio elemento de contacto.

Por último, se ajusta el coeficiente de fricción a 0,4 y, con esto, ya se tienen aplicados todos los parámetros necesarios para el contacto carril-rueda.

De esta manera, el modelo queda tal y como se refleja en la siguiente figura 3.3.



**Figura 3.3** - Lado derecho

Ahora, se copia y pega el Rail-Wheel Pair en el módulo Model Tree. Se cambia el nombre del nuevo elemento a *Wheelset\_Left* y se abre el diálogo para cambiar el lado de la derecha a la izquierda.

Cuando se coordina el carril-rueda del lado izquierdo con el del lado derecho el juego de ruedas estará preparado para funcionar.

- Juego de ruedas.

Se generan creando un *Wheelset* e introduciendo el lado derecho y el izquierdo (*Right-hand Rail-Wheel Pair* y *Left-hand Rail-Wheel Pair*).

Ahora, el juego de ruedas está listo para funcionar.

- Comprobación del modelo.

Para realizar la comprobación, se genera un *online Time Integration*.

El juego de ruedas no se debe desplazar de manera significativa y debe aparecer un mensaje de alerta con errores que informe que la velocidad es demasiado pequeña. Esto es debido a que no se ha especificado una velocidad inicial.

➤ **Paso 2: Colocación del juego de ruedas en equilibrio**

- Equilibrio inicial.

El juego de ruedas no está en un estado de equilibrio. En función de los perfiles y sus posiciones, es posible que las ruedas estén “volando” separadas por una mínima distancia de los carriles, o puede haber ya contacto entre los carriles y las ruedas ejerciendo fuerzas de contacto de gran valor.

En el Software SIMPACK, hay dos maneras de llevar un modelo a un equilibrio inicial, el *Static Equilibrium* (equilibrio estático) y el *Preload solver* (solucionador de precarga). Para los vehículos ferroviarios, se emplea, sobre todo, el *Preload solver*. Con esta opción, se calculan las fuerzas de precarga que contrarrestan la gravedad en lugar de mover el vehículo en dirección vertical hasta que los resortes o muelles estén en tensión.

- Precarga.

Para la realizar la precarga, se ajusta la velocidad a 0 en el cuadro *Vehicle Globals*. Las precargas deben realizarse en parado para evitar fuerzas residuales. Los elementos de la fuerza de contacto carril-rueda y sus parámetros de precarga son seleccionados automáticamente para el cálculo.

Se pincha en *Perform Preload Calculation*. Las precargas resultantes deben ser cada una la mitad de la fuerza del peso del eje montado y la aceleración máxima residual debe mostrar un número muy pequeño. Ver figura 3.4.



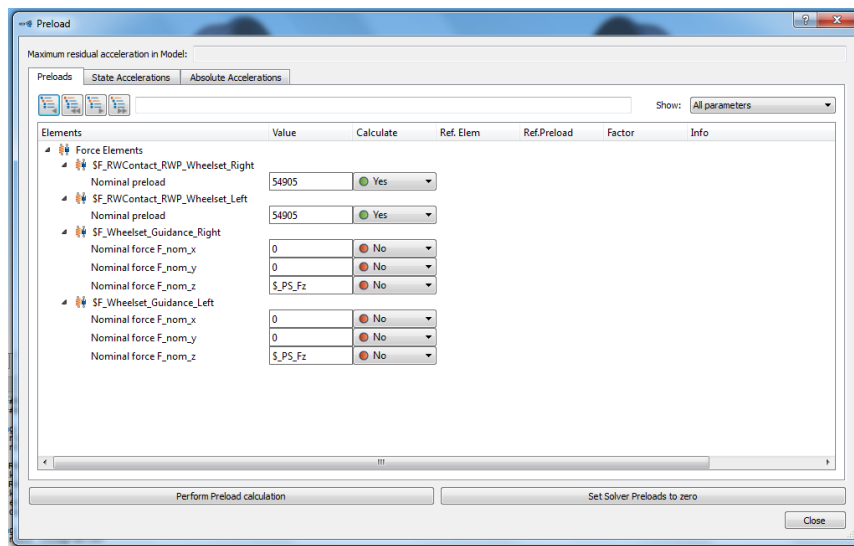


Figura 3.4 – Precarga

El modelo ya está en equilibrio y el juego de ruedas listo para funcionar.

- Comprobación del modelo.

Se especifica una velocidad inicial de  $1 \text{ m/s}$  en el cuadro *Vehicle Globals*.

Se realiza un *online Test Call* y se verifica que las aceleraciones iniciales son muy pequeñas, cercanas a cero.

Se empieza un nuevo *online Time Integration* y el juego de ruedas se debe desplazar a lo largo de la pista.

En caso de no ser así, hay varias incidencias que se pueden corregir. Si hay aceleraciones longitudinales, es debido a un error en el ajuste de la velocidad inicial. Si hay aceleraciones laterales, es debido a una asimetría entre un lado y el otro. Por último, si hay aceleraciones verticales, el cálculo de la precarga puede haber salido mal o la gravedad no haber sido cambiada de signo.

- **Paso 3: Inclusión de una guía sencilla (resortes primarios)**

Un juego de ruedas, por sí sólo, no es un modelo muy realista. En este paso, se agrega una guía sencilla ahora que el juego de ruedas sigue el trazado de la pista y actúa como un resorte principal de un bogie. La dirección se compondrá de muelles y amortiguadores laterales, longitudinales y verticales situados en la posición en la que los rodamientos del juego de ruedas estarían. Adicionalmente, se aplicará una carga vertical constante en las mismas posiciones.

○ Marcadores (markers).

Los marcadores siguen la pista en la posición central del eje montado.

Para colocarles, en el sistema de referencia *Isys*, se crea un nuevo marcador de tipo *Follow Track Joint* nombrándolo como *Wheelset\_Guidance\_Right*. Se introduce el eje como el primer parámetro para que este marcador se mueva a lo largo de la pista en la posición de este eje, y se ajusta el desplazamiento del marcador en  $y = 1\text{ m}$  ajustándolo en *Offset in y of Track frame* y el desplazamiento en  $z$  introduciendo - *Wheelset\_Rnom* en *Offset in z of Track frame*.

Además, se ajusta el parámetro 10, que calcula las derivadas a velocidades y aceleraciones. En caso de no hacerlo, el marcador seguiría el trazado de la pista pero las velocidades y aceleraciones producto de este movimiento serían 0.

Por último, se copia y pega el marcador, se cambia el nombre a *Wheelset\_Guidance\_Left* y se ajusta el desplazamiento del marcador en  $y = -1\text{ m}$ .

○ Marcadores de ruedas.

En el cuerpo de las ruedas, se crea un marcador de tipo *Cardan Angles* en la posición  $y = 1\text{ m}$  con el nombre *Wheelset\_Bearing\_Right* y se hace copia y pega cambiando la posición a  $y = -1\text{ m}$  y el nombre a *Wheelset\_Bearing\_Left*.

Estos marcadores giran con las ruedas pero no importa ya que la guía sólo está definida por la dirección traslacional.

○ Rigidez y amortiguación.

Se crean 6 *SubVars*: *PS\_cx*, *PS\_cy*, *PS\_cz* para la rigidez y *PS\_dx*, *PS\_dy*, *PS\_dz* para los coeficientes de amortiguamiento. En SIMPACK, la letra *c* está asociada para la rigidez y la letra *d* para la amortiguación. Los valores típicos son los mostrados en la siguiente tabla 3.3:

$c_x = c_y$	$10\text{ KN/mm} = 10^7\text{ N/m}$
$c_z$	$0,1\text{ KN/mm} = 10^5\text{ N/m}$
$d_x = d_y = d_z$	$20\text{ KNs/m} = 2 \cdot 10^5\text{ Ns/m}$

**Tabla 3.3** - Coeficientes de amortiguamiento

Se crea un Force Element del tipo Spring-Damper Parallel Cmp y se nombra Wheelset\_Guidance\_Right. Éste contendrá tanto la rigidez como la carga vertical del lado derecho. En la pestaña From Marker se asigna el marcador Wheelset\_Guidance\_Right, y en la pestaña To Marker el marcador Wheelset\_Bearing\_Right.

Por último, se asignan las *SubVars* acordes a los parámetros existentes en el cuadro de *Force Element*.

- Carga vertical.

La carga vertical, también se introduce en el elemento de fuerza generado para la rigidez y la amortiguación.

Para introducir el valor se crea un *SubVar* *PS\_Fz* con un valor de  $-50\text{ KN}$  y se asigna este *SubVar* al parámetro 3: *Nominal force F\_nom\_z*.

De esta manera, el cuadro para la fuerza del lado derecho queda como se muestra en la figura 3.5.

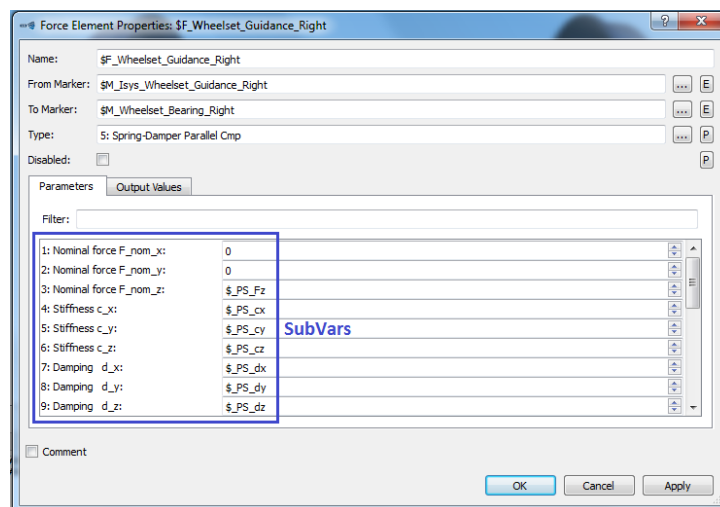


Figura 3.5 - Fuerzas en el lado derecho

Se copia y pega el Force Element para el lado izquierdo cambiando el nombre a Wheelset\_Guidance\_Left y cambiando los marcadores por los del lado izquierdo.

- Actualización de la precarga.

Debido a las cargas introducidas, el juego de ruedas ya no está en equilibrio. Por ello, se vuelve a realizar el cálculo de precarga para resolver el problema.

Las nuevas precargas deben reflejar la carga de las ruedas, es decir, deben haber sido añadidas las precargas de las fuerzas de precarga anteriores.

El cálculo de la precarga también ha sido la última comprobación del modelo. Si todo funciona correctamente, el juego de ruedas está listo para funcionar.

### 3.4. Desarrollo del tren en SIMPACK

En primer lugar, se crea una carpeta con el modelo del tren en cuestión y se guarda, por una parte, la carpeta de la base de datos (con las variables, las funciones y las subestructuras) y, por otra, la carpeta donde irá el modelo principal.

Como ya se tiene el modelado de las ruedas, el archivo anteriormente creado, se guardará con el nombre WS en la base de datos dentro de la carpeta *subestructuras*.

Además, se deben crear unos marcadores adicionales que nos conecten las ruedas con la suspensión primaria del tren. Se deben añadir cuatro marcadores por cada eje, dos para el resorte de la suspensión primaria y dos para los amortiguadores de la suspensión primaria. Al establecer una longitud de eje de 2,2 metros, los marcadores son los mostrados en la siguiente tabla 3.4.

Marcador	Posición (x,y,z)
PSR	(0,1,0)
PSL	(0,-1,0)
PDR	(0,1,0)
PDL	(0,-1,0)

**Tabla 3.4** - Marcadores de la suspensión primaria

Una vez hecho esto, se enumeran los pasos necesarios para el desarrollo del modelo.

- **Paso 1:** modelado de los bogies.
- **Paso 2:** modelado del cabezal fijo (bolster dummy).
- **Paso 3:** creación del modelo principal.

De esta manera, se consigue desarrollar un tren, como el mostrado en la figura 3.6, que permite realizar ensayos muy cercanos a la realidad.

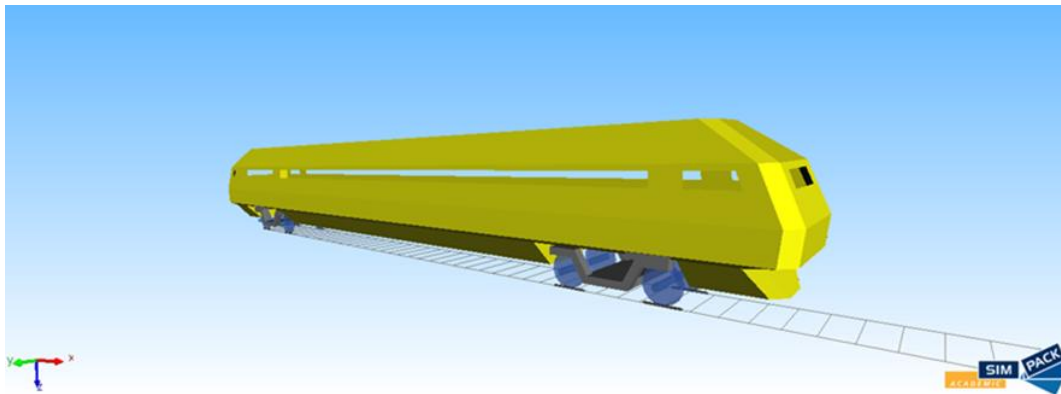


Figura 3.6 - Tren modelado en SIMPACK

➤ **Paso 1: modelado de los bogies**

En primer lugar, para la generación del bogie, al igual que con el modelado de las ruedas, se cambia la gravedad para el sentido positivo y se crea una pista ferroviaria y unos raíles. Además, se borra el cuerpo que viene por defecto.

El bogie se guardara en la base de datos dentro de la carpeta *subestructuras* con el nombre BOGIE.

- Importación del juego de ruedas.

Para poder importar el juego de ruedas creadas previamente, en la pestaña *Globals*, se pulsa en *Search path* y se elige la carpeta *subestructuras* como base de datos.

Una vez se elige esa carpeta, se importan las ruedas pulsando el botón *subestructuras* y se elige el modelo WS creado anteriormente.

Como se debe modelar las ruedas traseras (*rear wheels*) y las ruedas delanteras (*front wheels*), se deben realizar 2 importaciones. Para las ruedas traseras se nombrará *WSR* y para las ruedas delanteras *WSF*.

Para las ruedas delanteras, se cambia la posición longitudinal de las ruedas, en *Joints*, estableciendo un valor de 2,56 metros, tal y como se muestra en la figura 3.7.

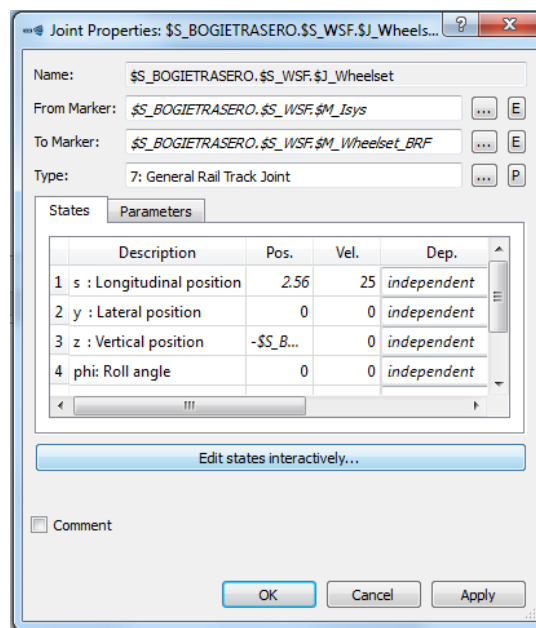


Figura 3.7 - Propiedades de las ruedas delanteras

El modelo queda de la siguiente manera. Ver figura 3.8.

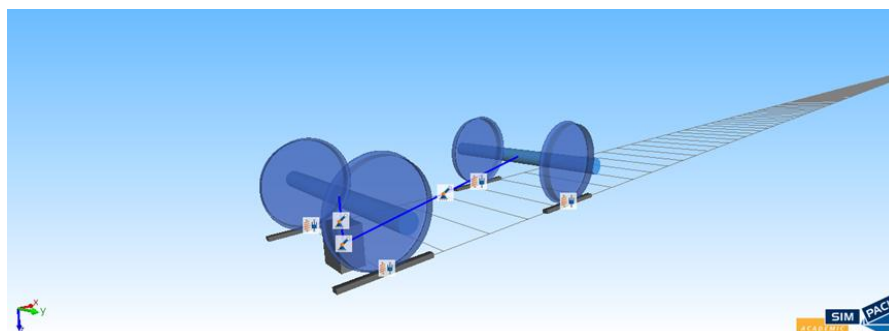


Figura 3.8 - Ruedas del bogie

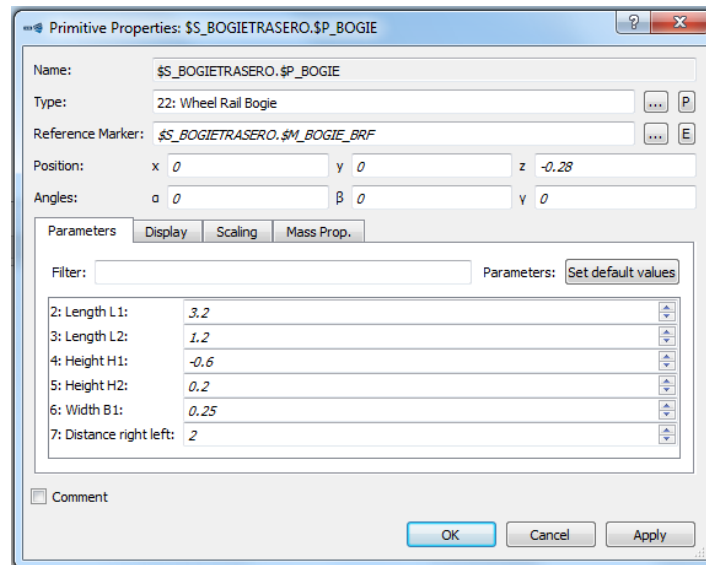
- Generación del bogie.

Se crea un cuerpo llamado bogie, introduciendo los datos correspondientes de la masa, centros de gravedad y momentos de inercia. Ver tabla 3.5.

Masa	2615 kg
$I_{xx}$	1722 Kgm <sup>2</sup>
$I_{yy}$	1476 Kgm <sup>2</sup>
$I_{zz}$	3076 Kgm <sup>2</sup>
Posición cdg (x,y,z)	(0,0, -0,6)

Tabla 3.5 - Propiedades del bogie

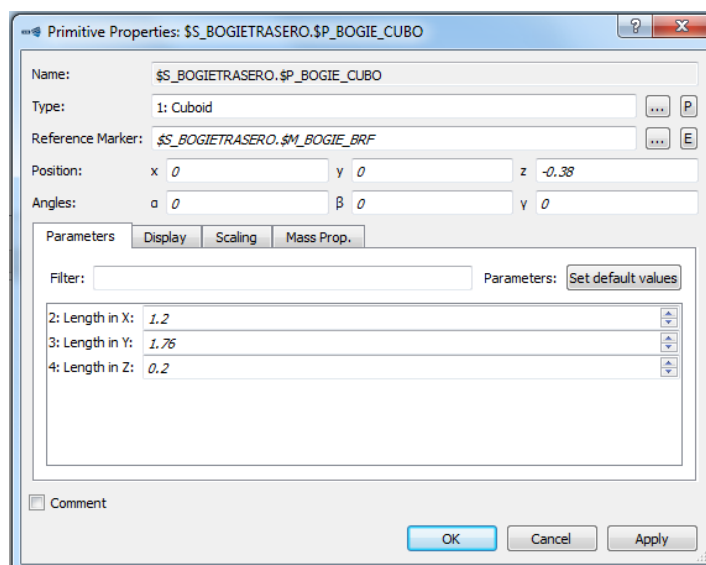
Se modifica la geometría del bogie modificando la geometría del cubo, que viene por defecto, y eligiendo los datos que se muestran en la siguiente figura 3.9.



**Figura 3.9 - Geometría del bogie**

Además, es importante poner el bogie en una posición de -0,28 en la dirección del eje z.

Una vez hecho esto, se pulsa 2 veces en *Geometry* para obtener otra geometría y se genera un cubo de las siguientes dimensiones. Ver figura 3.10.

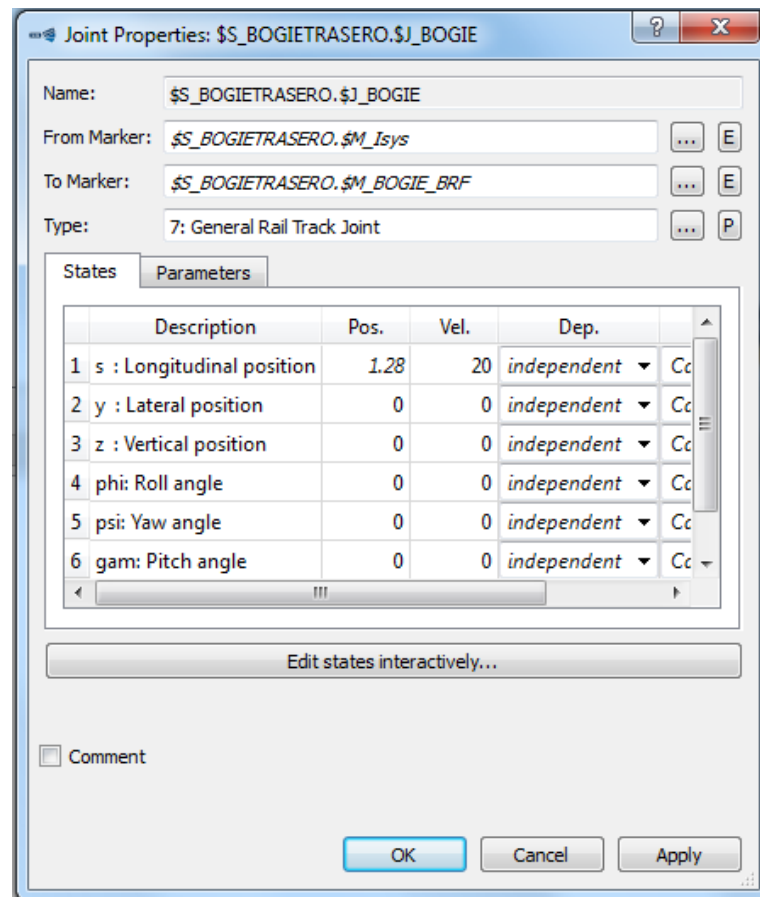


**Figura 3.10 - Geometría del cubo**

Este cubo, se coloca en una posición de -0,38 en la dirección del eje z.

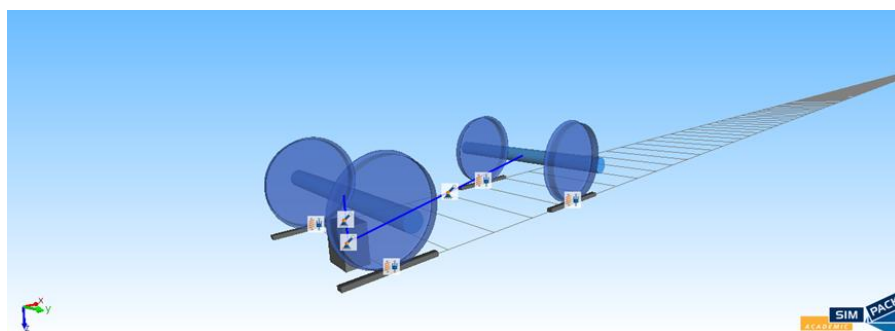


El siguiente paso será modificar los Joints del bogie estableciendo el tipo 7 General Rail Track Joint y modificando la posición longitudinal a 1,28. Ver figura 3.11.



**Figura 3.11 – Propiedades**

De esta manera, el modelo debe quedar como el representado en la figura 3.12.



**Figura 3.12 - Juego de ruedas delanteras y traseras del bogie trasero**

- Creación de los marcadores.

El bogie necesita marcadores para unirlos con las ruedas, para la suspensión primaria, y también para unirlos con el vehículo mediante el cabezal fijo.

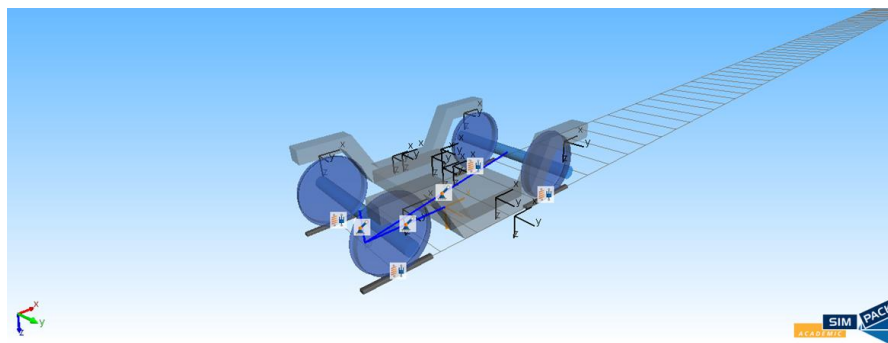
Los marcadores que se necesitan para el bogie son los mostrados en la siguiente tabla 3.6.

Marcador	Posición (x,y,z)
PrimSpring_FR	(1.28,1,-0.88)
PrimDamp_FR	
PrimSpring_FL	(1.28,-1,-0.88)
PrimDamp_FL	
PrimSpring_RR	(-1.28,1,-0.88)
PrimDamp_RR	
PrimSpring_RL	(-1.28,-1,-0.88)
PrimDamp_RL	
SecSpring_R	(0,1,-0.525)
SecSpring_L	(0,-1,-0.525)
SecDampLat_R	(0,0.23,-0.7)
SecDampLat_L	(0,-0.23,-0.7)
SecDampVert_R	(0,1.3,-0.4)
SecDampVert_L	(0,-1.3,-0.4)
SecRoll	(0,0,-0.8725)
TractionRod	(0,0,-0.6)
Bumpstop	(0,0,-0.8725)

**Tabla 3.6** - Marcadores del bogie

Los marcadores definidos son del tipo Identity Matrix. Estos marcadores corresponden a la suspensión primaria (resortes y amortiguadores) y a la suspensión secundaria (resortes y amortiguadores laterales y verticales).

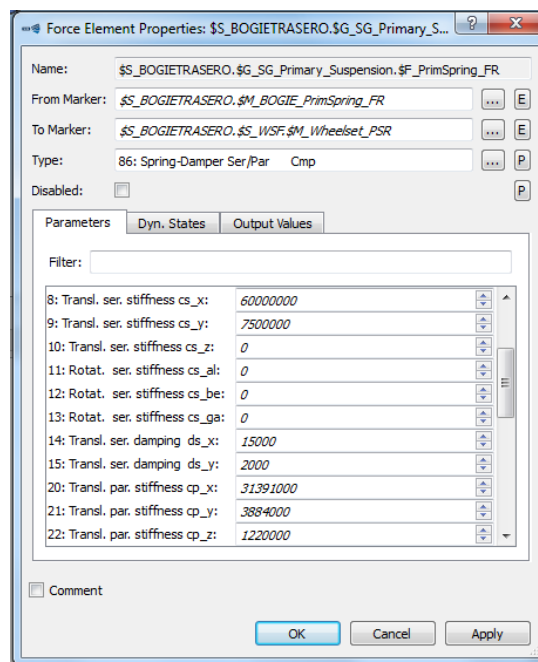
El programa permite ver los marcadores (sistemas de coordenadas). Ver figura 3.13.



**Figura 3.13** - Visualización de marcadores

- Suspensión primaria.

Para los resortes de la suspensión primaria hay que establecer los parámetros que se reflejan a continuación. Ver figura 3.14.



**Figura 3.14** - Suspensión primaria – resorte rueda delantera derecha

Para los amortiguadores, se deben importar las funciones del amortiguador. Para ello, se pulsa en la pestaña input-function y se importa de la base de datos dentro de la carpeta Funciones la función requerida. Ver figura 3.15.

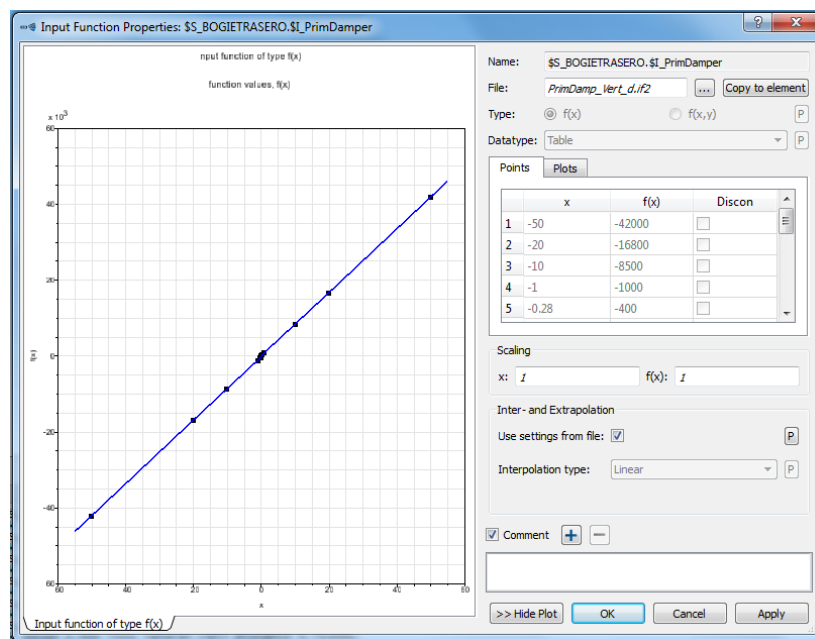


Figura 3.15 - Función del amortiguador primario

Habrán cuatro funciones distintas, una para la amortiguación primaria y tres para la amortiguación secundaria.

Una vez se ha importado la función, el proceso para crear los amortiguadores es el mostrado en la siguiente figura 3.16.

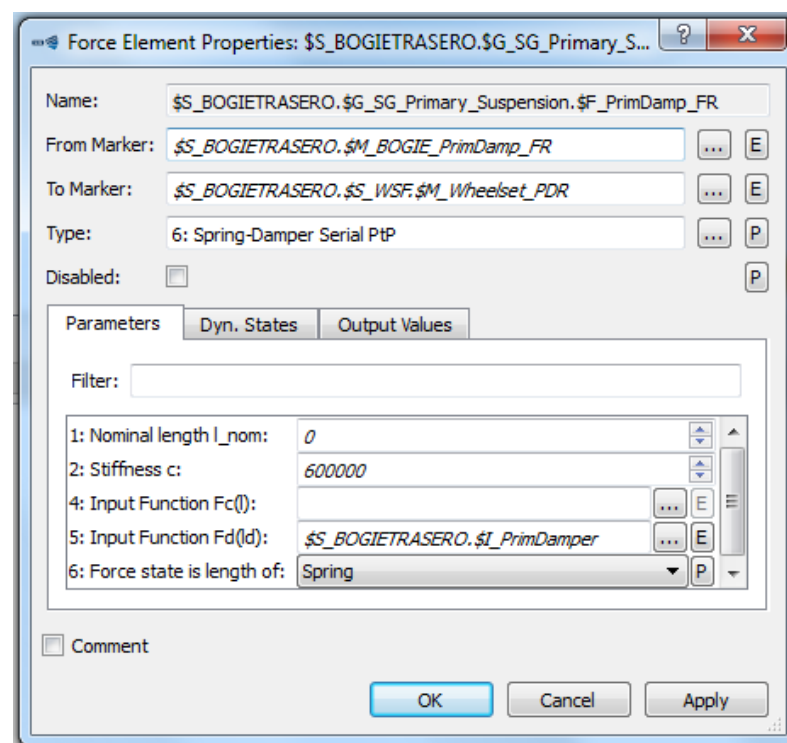


Figura 3.16 - Suspensión primaria – amortiguador rueda delantera derecha

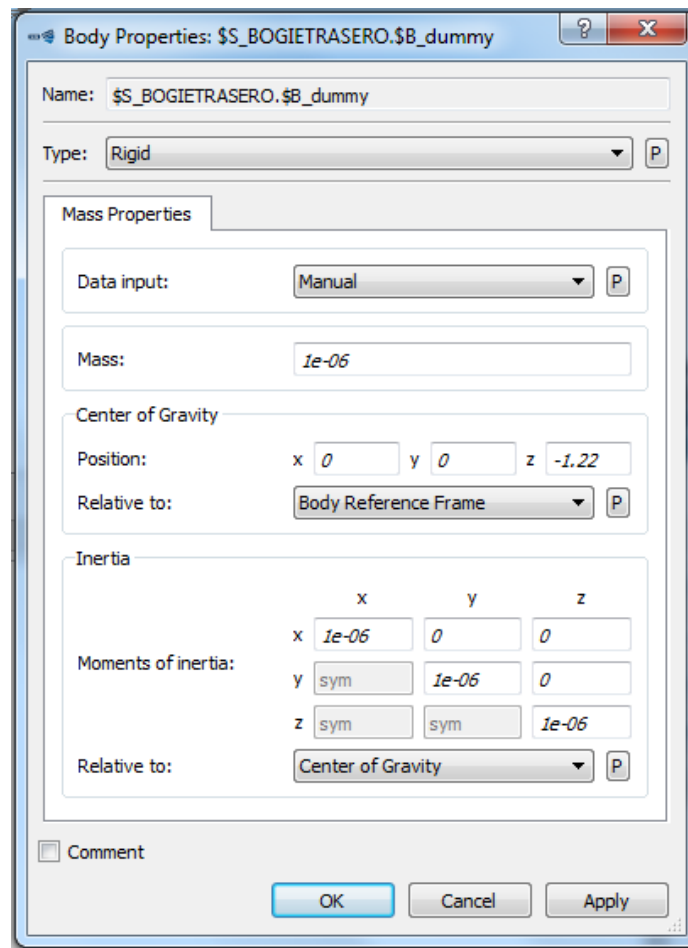
➤ **Paso 2: modelado del cabezal fijo**

El cabezal fijo es un cuerpo que permite unir el bogie con el vehículo ferroviario. Al ser un elemento fijo, tiene 0 grados de libertad.

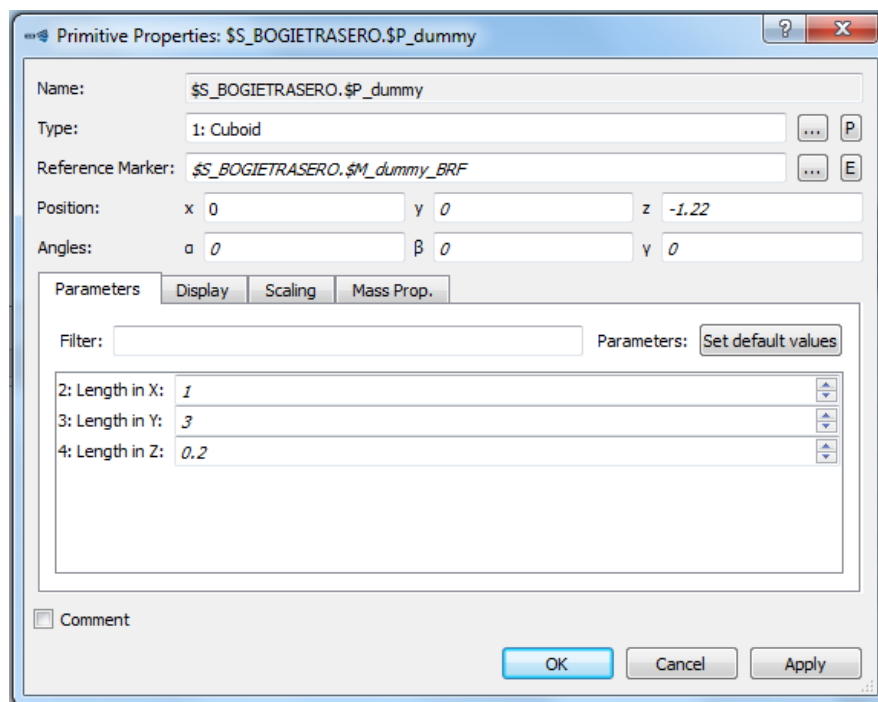
- Creación del cuerpo y geometría del cabezal fijo.

En primer lugar, se crea el cuerpo del cabezal siguiendo las pautas marcadas en la siguiente figura.

Posteriormente, se modela la geometría para crear un cubo rectangular. El proceso es mostrado en las siguientes figuras, 3.17 y 3.18.

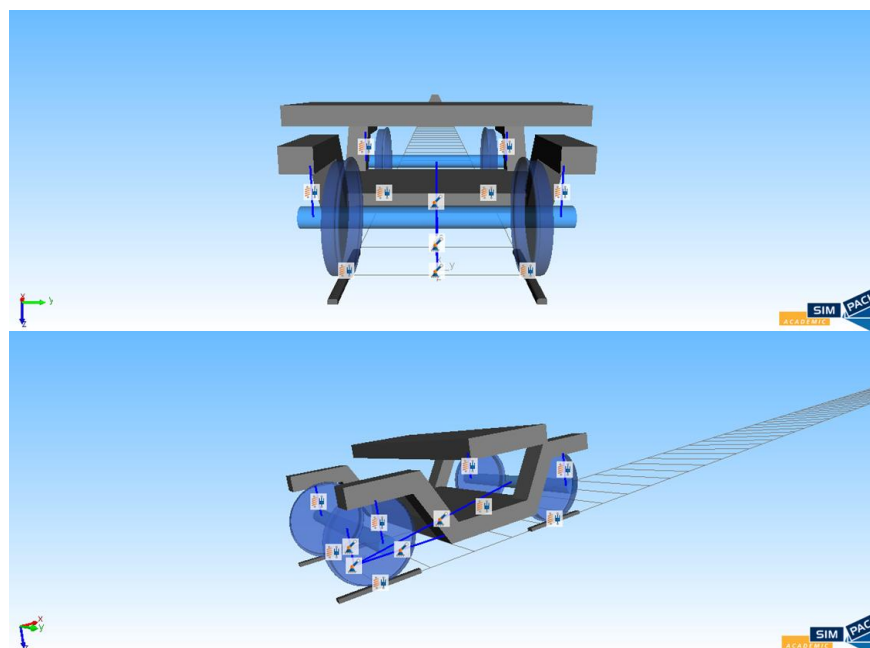


**Figura 3.17** - Propiedades del cabezal fijo



**Figura 3.18** - Geometría del cabezal fijo

Se posiciona el cabezal fijo encima del bogie cambiando la posición del joint y el resultado es el mostrado en la siguiente figura 3.19.



**Figura 3.19** - Bogie modelado trasero

- Creación de los marcadores del cabezal.

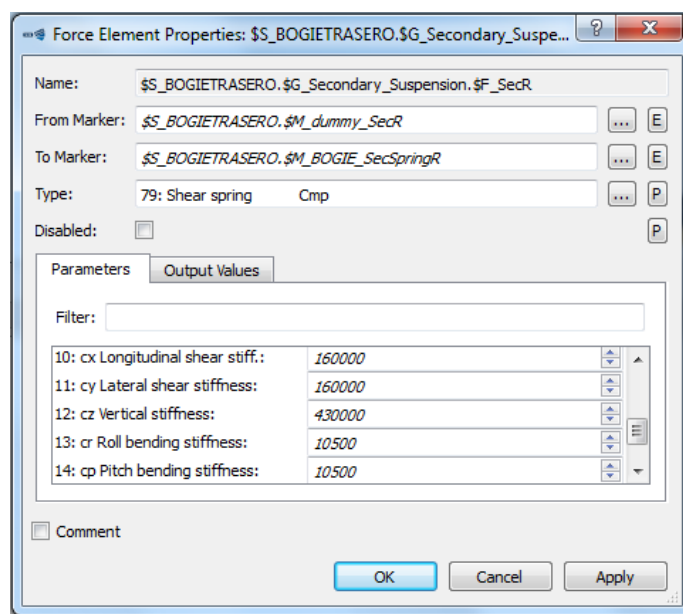
Los marcadores colocados en el cabezal fijo necesarios para unirse al bogie son seis, dos por los resortes de la suspensión secundaria y cuatro por los amortiguadores de la suspensión secundaria (dos verticales y dos laterales). Las coordenadas serán las mostradas en la siguiente tabla 3.7:

Marcador	Posición (x,y,z)
Sec_R	(0,1,-1.13)
Sec_L	(0,-1,-1.13)
Damp_R_Vert	(0,1.3,-0.925)
Damp_L_Vert	(0,-1.3,-0.925)
Damp_R_Lat	(0,0.665,-0.7)
Damp_L_Lat	(0,-0.665,-0.7)
SecRoll	(0,0,-0.8725)
TractionRod	(0,0,-0.6)
Bumpstop	(0,0,-0.8725)

**Tabla 3.7** - Marcadores del cabezal fijo

- Suspensión secundaria.

Al igual que en el caso de la suspensión primaria, en primer lugar, se crean los resortes y, posteriormente, los amortiguadores verticales y laterales. Ver figuras 3.20, 3.21 y 3.22.



**Figura 3.20** - Suspensión secundaria – resorte lado derecho



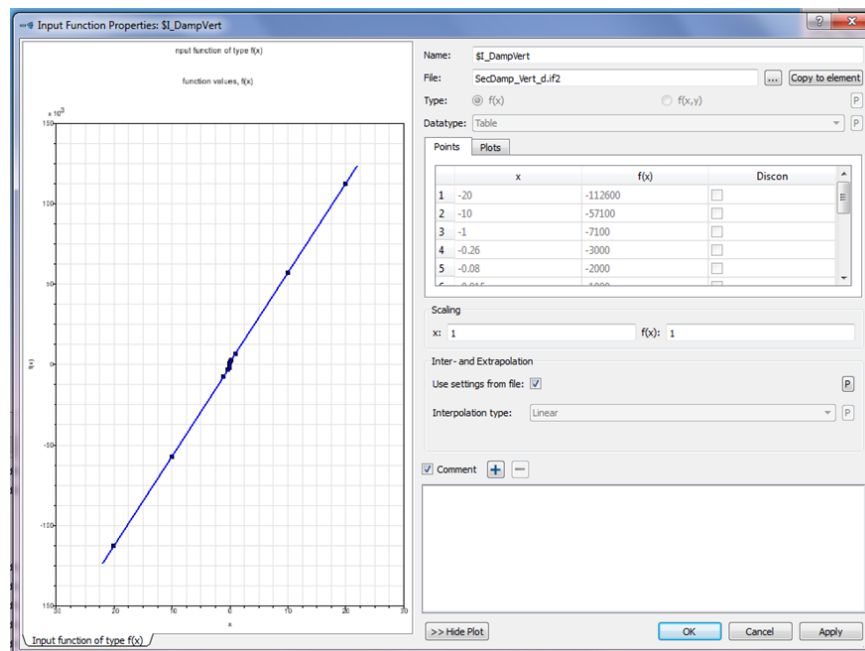


Figura 3.21 - Función del amortiguador secundario

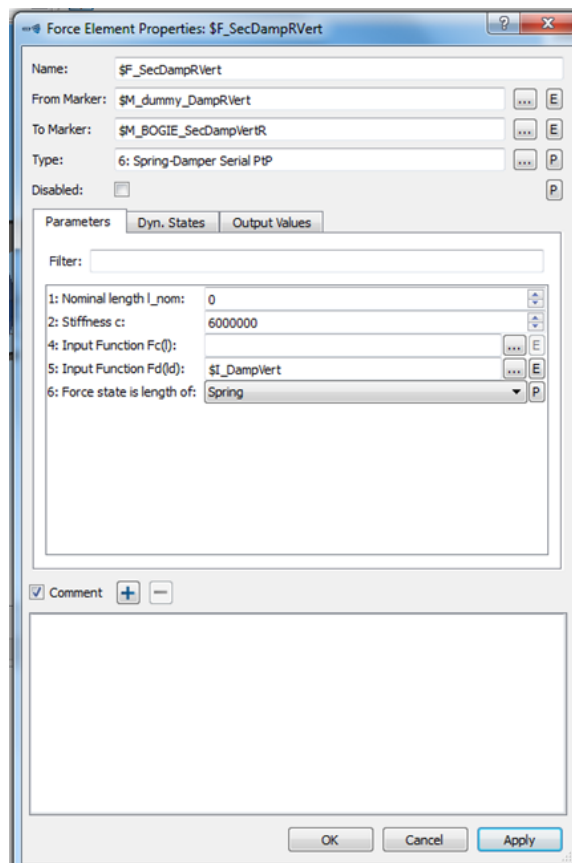
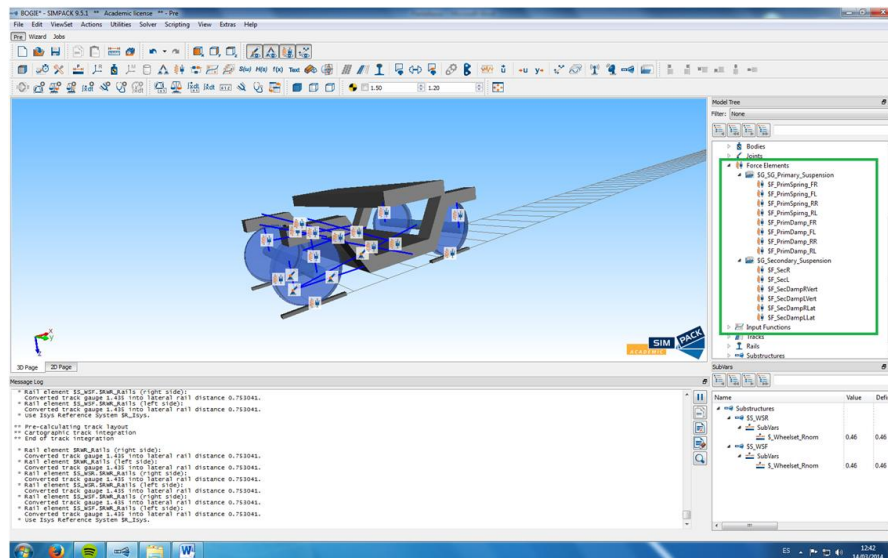


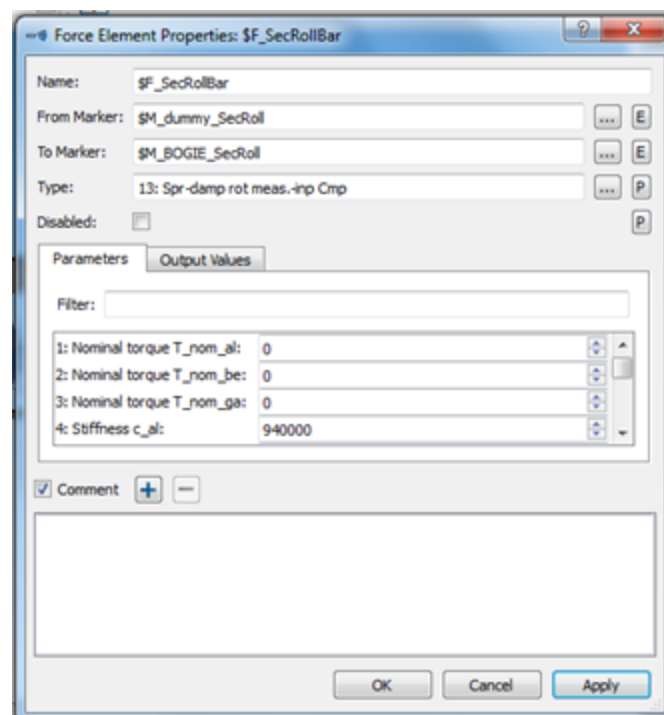
Figura 3.22 - Suspensión secundaria – amortiguador vertical derecho

De esta manera, la barra de estado de la parte derecha debe quedar como se muestra en la siguiente figura 3.23:



**Figura 3.23 - Fuerzas ejercidas**

Para continuar, se modela la barra antitorsión. Ver figura 3.24.



**Figura 3.24 - Propiedades de la barra antitorsión**

Para el bumpstop, cuya función es evitar el choque entre el tren y los bogies, se importa la función correspondiente y se selecciona lo mostrado en la siguiente figura 3.25:

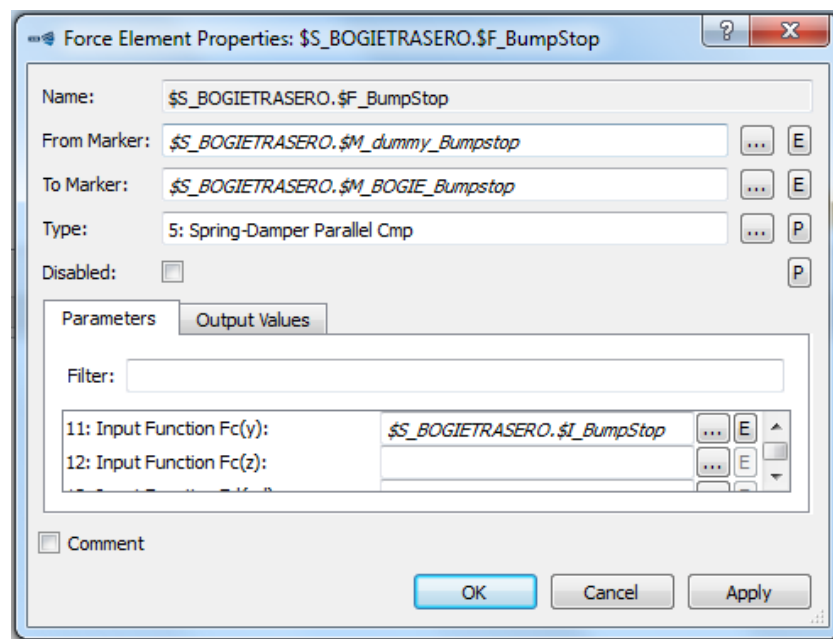


Figura 3.25 - Propiedades del bumpstop

Se guarda el modelo para usarlo como subestructura del tren.

### ➤ Paso 3: creación del modelo principal

En primer lugar, se crea una pista de tipo *rail*.

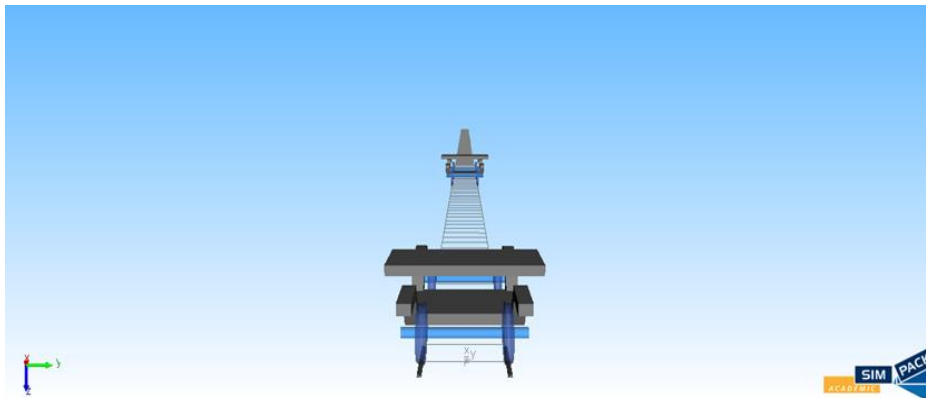
Se cambia la gravedad de sentido y se cambia el *Search Path* para que busque en la base de datos las subestructuras.

Para la generación del tren, se importan ambos bogies, el delantero y el trasero y se modifica la coordenada x de los cuerpos del bogie delantero.

Se deben modificar en el bogie delantero:

- La posición de las ruedas delanteras a 21,56 metros.
- La posición tanto del bogie como del cabezal fijo a 20,28 metros.
- La posición de las ruedas traseras a 19 metros.

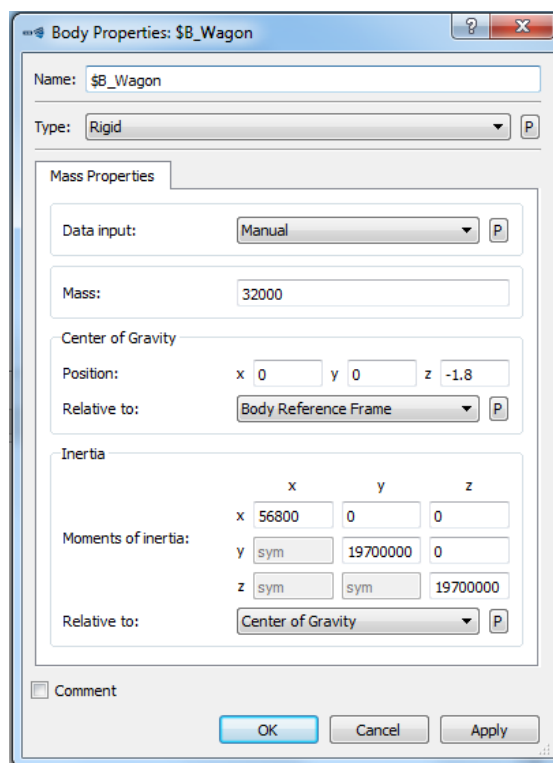
Con esto, el modelo queda tal y como se muestra a continuación. Ver figura 3.26.



**Figura 3.26** - Bogie delantero y trasero

El siguiente paso es crear el tren. Para ello, se crea un cuerpo como se muestra en la figura 3.27.

Es importante referir los momentos de inercia al centro de gravedad porque si no, el tren volcará.



**Figura 3.27** – Vagón

La geometría del vagón es la siguiente. Ver figura 3.28.

2: Show front cabin:	Yes	P
3: Show rear cabin:	Yes	P
4: Hide buffers:	Yes	P
5: Hide pantograph:	No	P
6: Show middle window:	Yes	P
7: Height 1 in X:	0.5	
8: Height 2 in X:	0.3	
9: Height 3 in X:	1.2	
10: Height 4 in X:	1.29	
11: Height 5 in X:	2	
12: Height 6 in X:	3.16	
13: Height 7 in X:	4.05	
14: Length 1 in X:	22.4	
15: Length 2 in X:	1.77	
16: Length 3 in X:	2.4	
17: Length 4 in X:	2.5	
18: Length 5 in X:	2.04	
19: Length 6 in X:	0.75	
20: Length 7 in X:	0.3	
21: Width 1 in X:	2.79	
22: Width 2 in X:	3.02	
23: Width 3 in X:	3.02	
24: Width 4 in X:	2.83	
25: Width 5 in X:	1.79	
26: Width 6 in X:	1.45	
27: Width 7 in X:	0.3	
28: Layer Length L8 in X:	26.6	
29: Layer Length L9 in X:	19	
30: Layer Length L10 in X:	3.8	
31: Pantograph X position:	0	
32: Window distance rear:	0.36	
33: Window distance front:	0.4	
34: Window distance bottom:	0.66	
35: Window distance top:	0.14	

Figura 3.28 - Geometría del vagón

Se crean dos marcadores para unir el vagón a los bogies. Ver tabla 3.8.

Marcador	Posición (x,y,z)
<b>Bogie_Front</b>	(9.5,0,0)
<b>Bogie_Rear</b>	(-9.5,0,0)

Tabla 3.8 - Marcadores del vagón

Además será necesario cambiar el joint del cabezal a  $z=-1,23$ . Por último, se elige el joint del vagón. Ver figura 3.29.

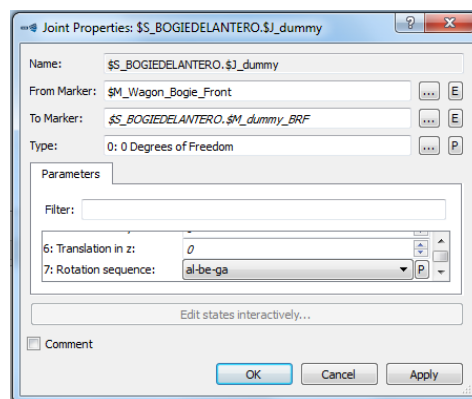
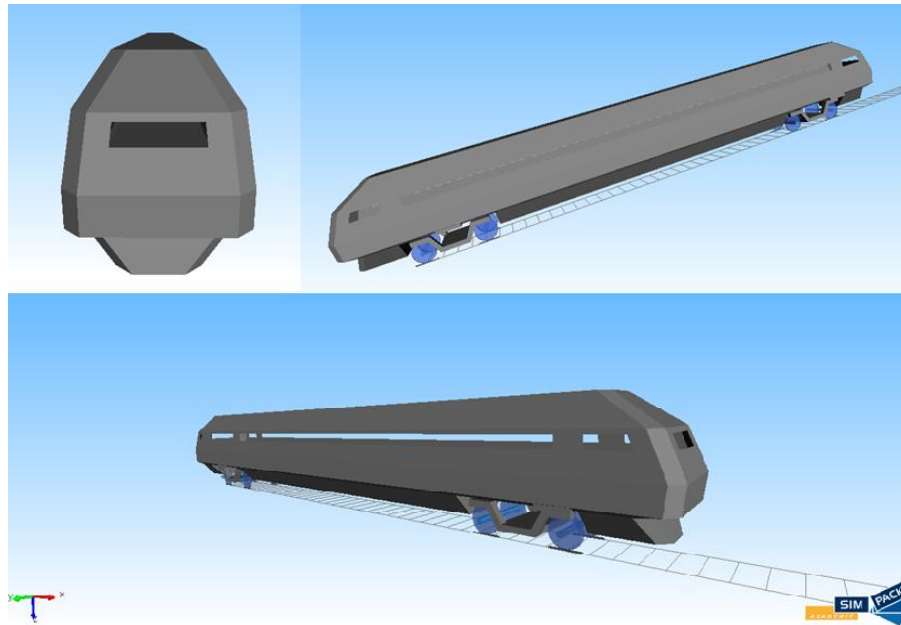


Figura 3.29 - Unión del vagón con el bogie

El resultado es el mostrado en la siguiente figura 3.30:



**Figura 3.30** - Tren modelado en Software SIMPACK

Finalmente, se le da una cierta velocidad al tren, la requerida para cada análisis posterior y ya el tren está listo para ser usado.

### 3.5. Obtención de cargas

Software SIMPACK consta de varios módulos (*SIMPACK Pre*, *SIMPACK Post*, *SIMPACK Solver*, *SIMPACK Wizard*...). Todos ellos tienen una función específica, es decir, están destinados para una tarea concreta.

Hasta ahora, para la definición de parámetros y para el desarrollo del tren, únicamente, se han empleado dos de los módulos:

- *SIMPACK Pre*: es el módulo que permite construir modelos partiendo de cero, utilizando gran variedad de elementos preparados para la investigación de fenómenos dinámicos. Es el módulo que permite modelar el tren.
- *SIMPACK Solver*: este módulo es el corazón de SIMPACK. Con este módulo, análisis en el dominio de tiempo y en el dominio de la frecuencia se pueden llevar a cabo. A través de éste, se han podido realizar las comprobaciones y las precargas necesarias para el modelado del tren.

Para la obtención de cargas, se debe emplear un módulo más, que no se ha utilizado hasta ahora. Es el caso del módulo *SIMPACK Post*.

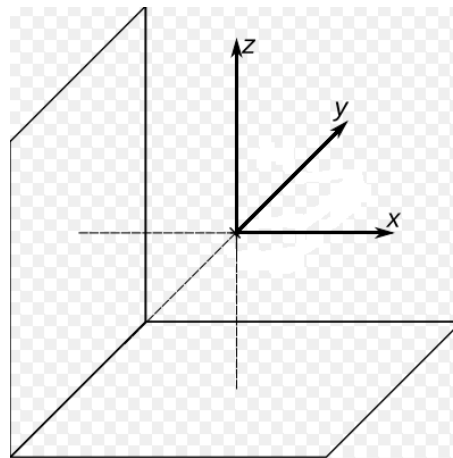
SIMPACT Post es un módulo encargado de la visualización de los resultados. Se pueden generar todo tipo de gráficos y animaciones, tanto en 2D como en 3D. Además, permite obtener datos de una manera rápida y sencilla.

Para estudiar las tensiones y las deformaciones a las que está sometido el bogie, se van a realizar tres ensayos distintos.

- Ensayo de carga dinámico en pista recta.
- Ensayo de carga dinámico en pista bacheada recta.
- Ensayo de carga dinámico en pista curva.

En cada uno de los ensayos, se van a necesitar los valores de la fuerza máxima a la que están sometidos los resortes y amortiguadores, tanto de la suspensión primaria como de la suspensión secundaria.

El criterio de signos adoptado para la obtención de las cargas de los diferentes ensayos es el mostrado a continuación. Ver figura 3.31.



**Figura 3.31** - Sistema de referencia

Antes de comentar cada ensayo, es necesario remarcar cierta nomenclatura para evitar problemas de interpretación.

*FR* → *Front Right* → *Delantero derecho*  
*FL* → *Front Left* → *Delantero izquierdo*  
*RR* → *Rear Right* → *Trasero derecho*  
*RL* → *Rear Left* → *Trasero izquierdo*



### 3.5.1. Ensayo de carga dinámico en pista recta

Para la resolución de cada ensayo, es necesario establecer una serie de condiciones que nos proporcionen cargas que se aproximen, en la mayor medida posible, a la realidad.

Para unas condiciones de pista recta, sin distorsiones ni alteraciones, únicamente es necesario configurar la velocidad a la que circula el tren y el tiempo de ensayo al que se quiere someter al tren. Se establece una velocidad de tren de 150 Km/h = 41,6 m/s y un tiempo de ensayo de 10 segundos.

Una vez establecido, al igual que se hacía durante el desarrollo del tren, se realiza una precarga y, una vez realizada, se lanza el programa para poder visualizar los resultados.

Se abre el módulo post, y de cada uno de los resortes y amortiguadores de los que consta la suspensión primaria y secundaria se obtiene un gráfico que ofrece la carga a la que está sometido durante el espacio de tiempo establecido.

#### ○ Resortes primarios:



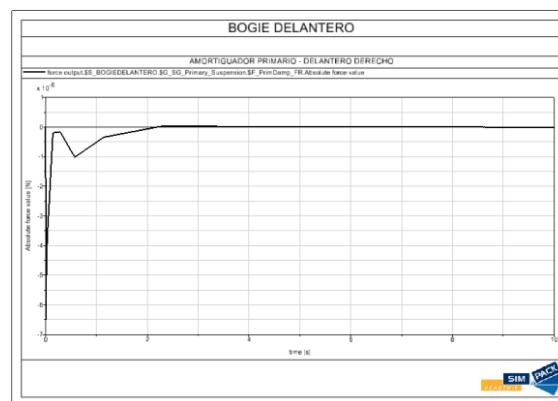
**Figura 3.32 – Cargas resortes primarios**

Gráfica	Posición del resorte	$F_z$ (KN)
a	Delantero derecho (FR)	-45,6229
b	Delantero izquierdo (FL)	-45,6926
c	Trasero derecho (RR)	-45,6458
d	Trasero izquierdo (RL)	-45,6514

**Tabla 3.9** - Cargas máximas de los resortes primarios

Los valores de las cargas máximas que soportan cada uno de los resortes son muy parecidos; esto es lógico ya que no hay alteraciones en la pista.

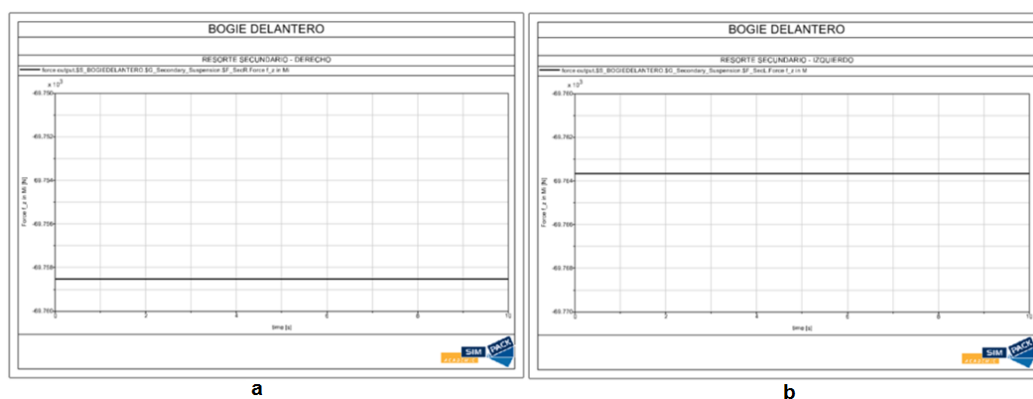
○ Amortiguadores primarios:



**Figura 3.33** – Carga amortiguador primario

La carga máxima a la que es sometido el amortiguador es despreciable,  $F_{z_{\max FR}} = -6,4888 \cdot 10^{-6} \text{ N} \cong 0$ , y se produce en el instante en el que arranca el tren. Esto ocurre porque se trata de un ensayo sin variaciones y, por tanto, los amortiguadores no trabajan. Por ello, no es necesario estudiar el comportamiento del resto de amortiguadores de la suspensión primaria.

○ Resortes secundarios:



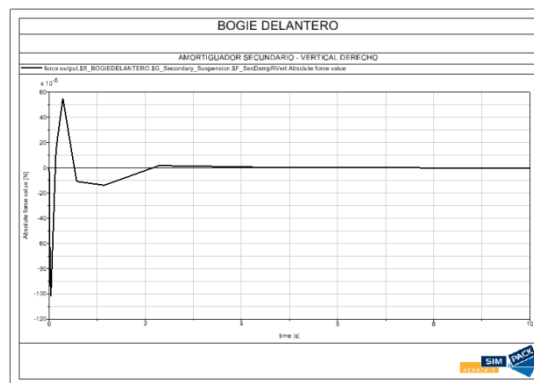
**Figura 3.34** – Cargas resortes secundarios

Gráfica	Posición del resorte	$F_z$ (KN)
a	Derecho (R)	-69,7585
b	Izquierdo (L)	-69,7637

**Tabla 3.10** - Cargas máximas de los resortes secundarios

Ocurre lo mismo que con los resortes de la suspensión primaria, al no haber alteraciones el valor de la carga máxima en el lado derecho y el izquierdo es, prácticamente, idéntico.

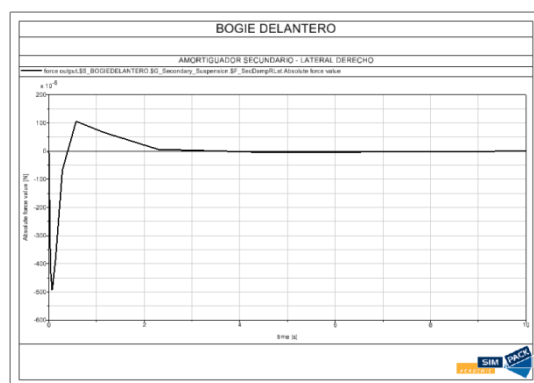
- Amortiguadores secundarios verticales:



**Figura 3.35** – Carga amortiguador vertical secundario

$$F_{Z_{\max VR}} = -10,1922 \cdot 10^{-5} N \cong 0$$

- Amortiguadores secundarios laterales:



**Figura 3.36** – Carga amortiguador lateral secundario

$$F_{X_{\max LR}} = -48,1285 \cdot 10^{-5} N \cong 0$$

Tanto en los amortiguadores verticales como en los laterales, sucede lo mismo que en la suspensión primaria, la máxima carga es despreciable y se produce en el arranque.

### 3.5.2. Ensayo de carga dinámica en pista bacheada recta

Para la realización de este ensayo, se necesita modificar las condiciones de la pista. Para ello, desde el módulo *SIMPACT Pre*, en el cuadro de propiedades de la pista, se genera una excitación senoidal con las características que se muestran a continuación. Ver figuras, 3.37 y 3.38.

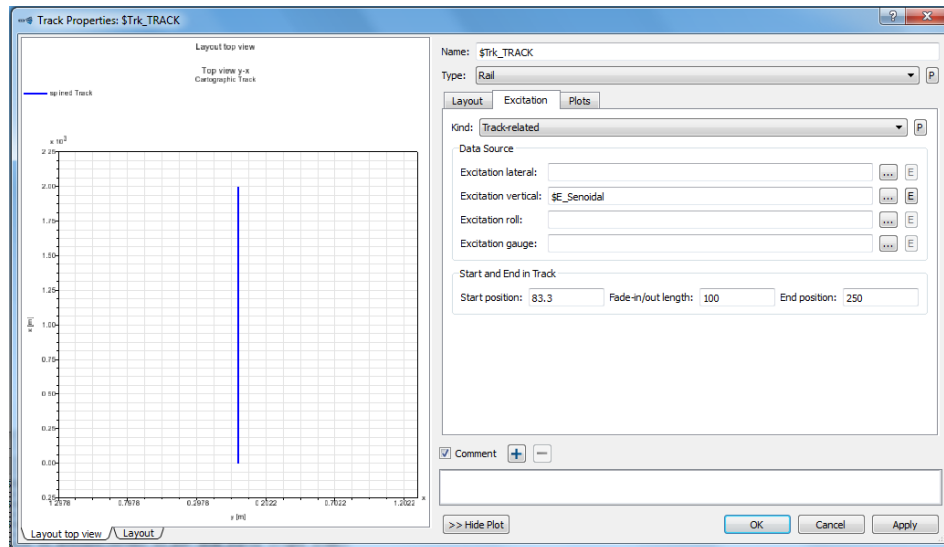


Figura 3.37 - Propiedades de la pista

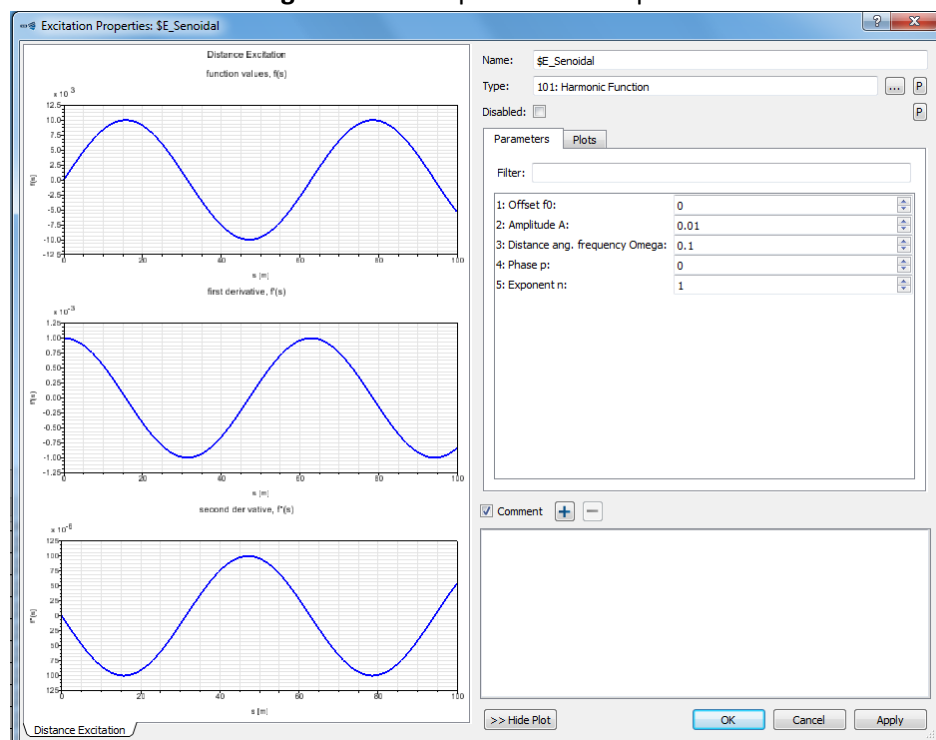


Figura 3.38 - Función senoidal

La excitación se produce durante 4 segundos, entre el segundo 2 y el 6. Por este motivo, las cargas máximas aparecerán en ese intervalo de tiempo.

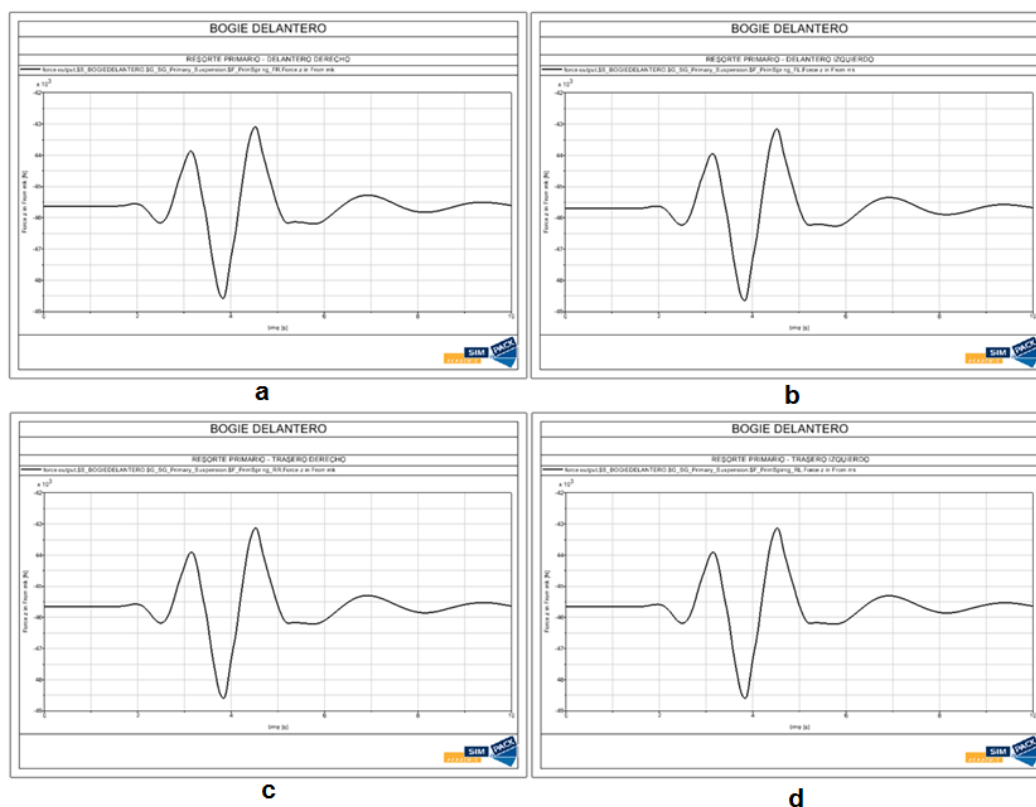
Esto se establece modificando la posición inicial y final de la excitación. Como se puede observar en la figura 3.37, la posición donde comienza la excitación es en 83,3 metros y termina en 250 metros.

Por otro lado, se mantendrá tanto la velocidad del tren, 150 Km/h = 41,6 m/s, como el tiempo de ensayo, 10 segundos.

De nuevo, se realiza una precarga y, una vez realizada, se lanza el programa para poder visualizar los resultados.

Se abre el módulo post, y de cada uno de los resortes y amortiguadores de los que consta la suspensión primaria y secundaria se obtiene un gráfico que ofrece la carga a la que está sometido durante el espacio de tiempo establecido.

○ Resortes primarios:



**Figura 3.39 – Cargas resortes primarios**

Gráfica	Posición del resorte	$F_z$ (KN)
<b>a</b>	Delantero derecho (FR)	-48,5692
<b>b</b>	Delantero izquierdo (FL)	-48,6335
<b>c</b>	Trasero derecho (RR)	-48,5885
<b>d</b>	Trasero izquierdo (RL)	-48,5669

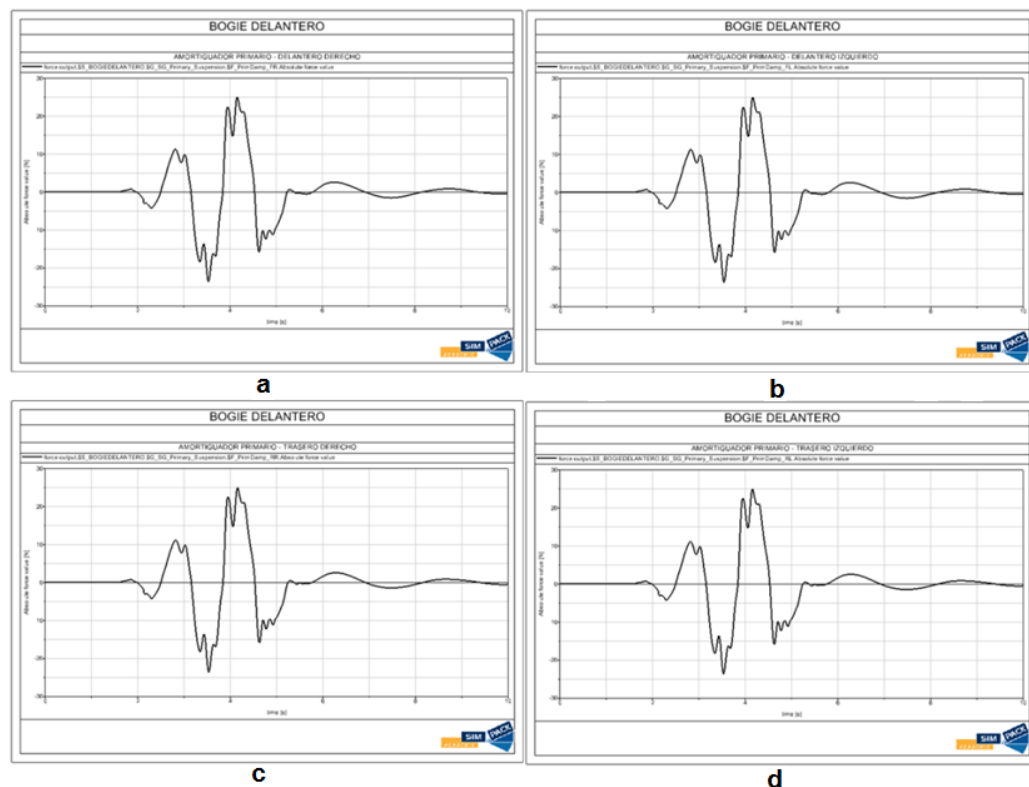
**Tabla 3.11** - Cargas máximas de los resortes primarios

Los valores de carga máxima, al igual que ocurría en el caso anterior, son muy parecidos entre los resortes primarios de cada uno de los lados; de hecho, las gráficas son, prácticamente, idénticas.

Esto se debe a que, a pesar de producirse distorsiones durante el recorrido, la pista sigue siendo recta y la distancia entre las ruedas delanteras y traseras es mínima.

El valor máximo se alcanza muy cerca de los 4 segundos, es decir, en la mitad del intervalo donde se ha generado la excitación.

○ Amortiguadores primarios:



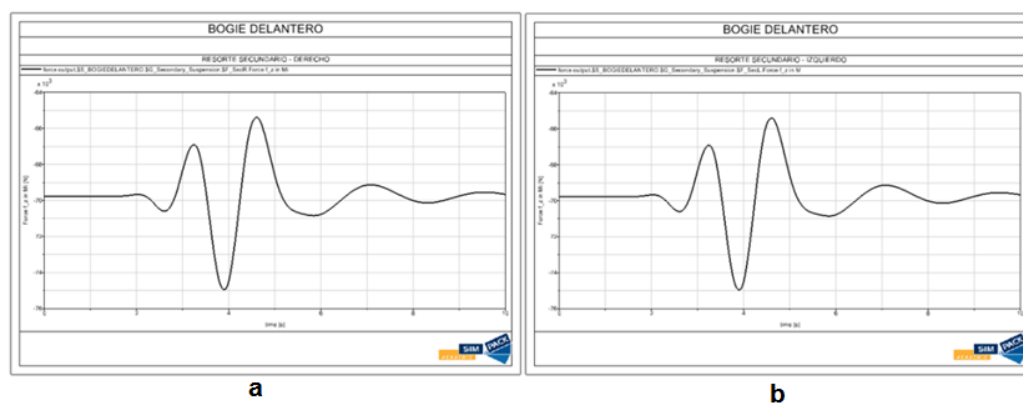
**Figura 3.40** – Cargas amortiguadores primarios

Gráfica	Posición del amortiguador	$F_z$ (KN)
a	Delantero derecho (FR)	29,9792
b	Delantero izquierdo (FL)	24,8369
c	Trasero derecho (RR)	24,9074
d	Trasero izquierdo (RL)	24,9074

**Tabla 3.12** - Cargas máximas de los amortiguadores primarios

Al generar alteraciones en la pista, los amortiguadores primarios ya trabajan soportando cargas similares en todos sus lados.

○ Resortes secundarios:

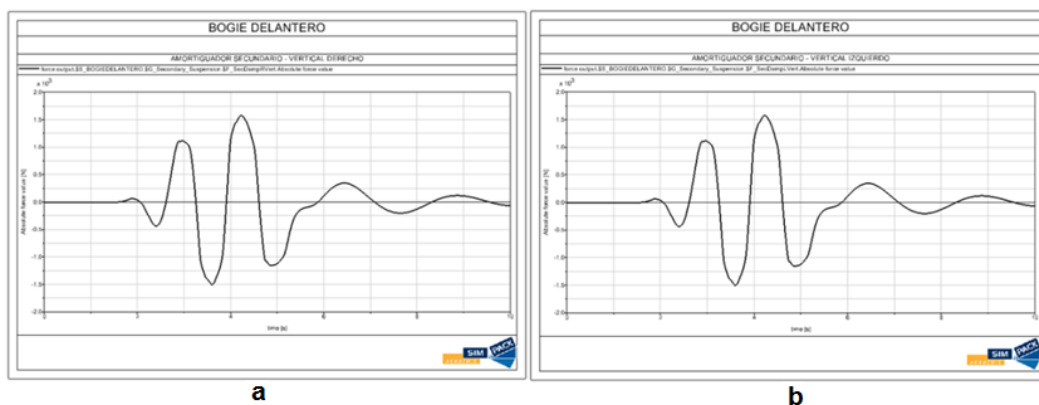


**Figura 3.41** – Cargas resortes secundarios

Gráfica	Posición del resorte	$F_z$ (KN)
a	Derecho (R)	-74,9448
b	Izquierdo (L)	-74,9499

**Tabla 3.13** - Cargas máximas de los resortes secundarios

○ Amortiguadores secundarios verticales:



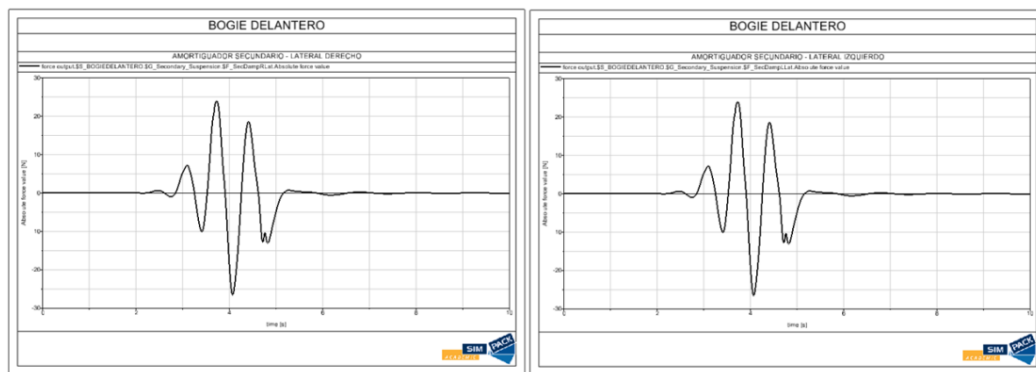
**Figura 3.42** – Cargas amortiguadores verticales secundarios

Gráfica	Posición del amortiguador	$F_z$ (KN)
a	Derecho (R)	1,5785
b	Izquierdo (L)	1,5785

**Tabla 3.14** - Cargas máximas de los amortiguadores verticales secundarios

La suspensión secundaria en un bogie está destinada al confort. Por este motivo, ante alteraciones generadas por el bacheado de la pista, los amortiguadores secundarios verticales trabajan soportando una carga de 1,5785 KN en cada lado.

○ Amortiguadores secundarios laterales:



**Figura 3.43** – Cargas amortiguadores laterales secundarios

$$F_{x_{máxLR}} = F_{x_{máxLL}} = -26,5325 \text{ N} \approx 0$$

Los amortiguadores laterales, al tratarse de una pista recta y las distorsiones se producen en dirección vertical, soportan una carga despreciable y se puede considerar, por tanto, que no trabajan.

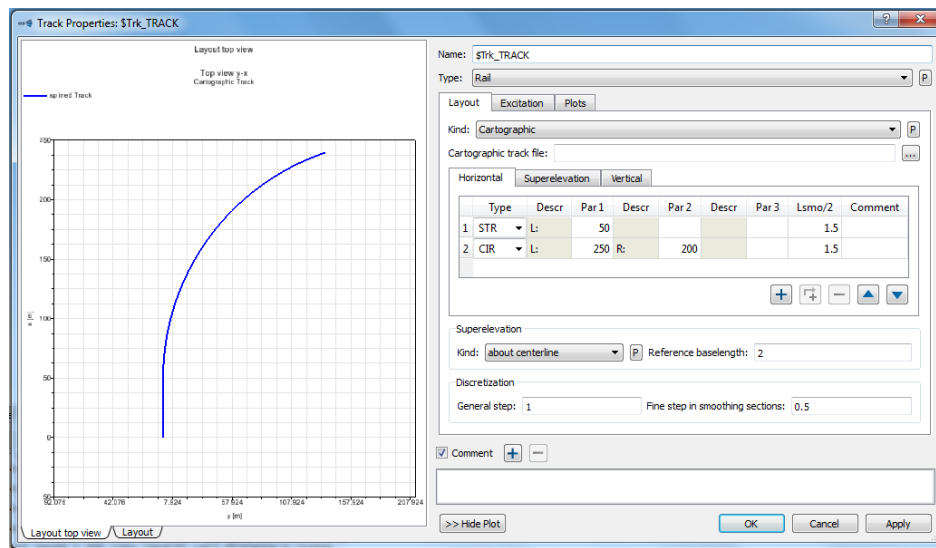
### 3.5.3. Ensayo de carga dinámico en pista curva

En primer lugar, al igual que ocurría en el ensayo anterior, es necesario cambiar las condiciones de la pista.

Para ello, se abre el cuadro de propiedades de la pista y se crean 2 tramos diferenciados.

Se genera un primer tramo recto de 50 metros para evitar que el tren quede “volando” en la pista en el estado de reposo inicial, y se genera un segundo tramo curvo de 250 metros y con un radio de 200 metros. Se muestra en la siguiente figura 3.44.

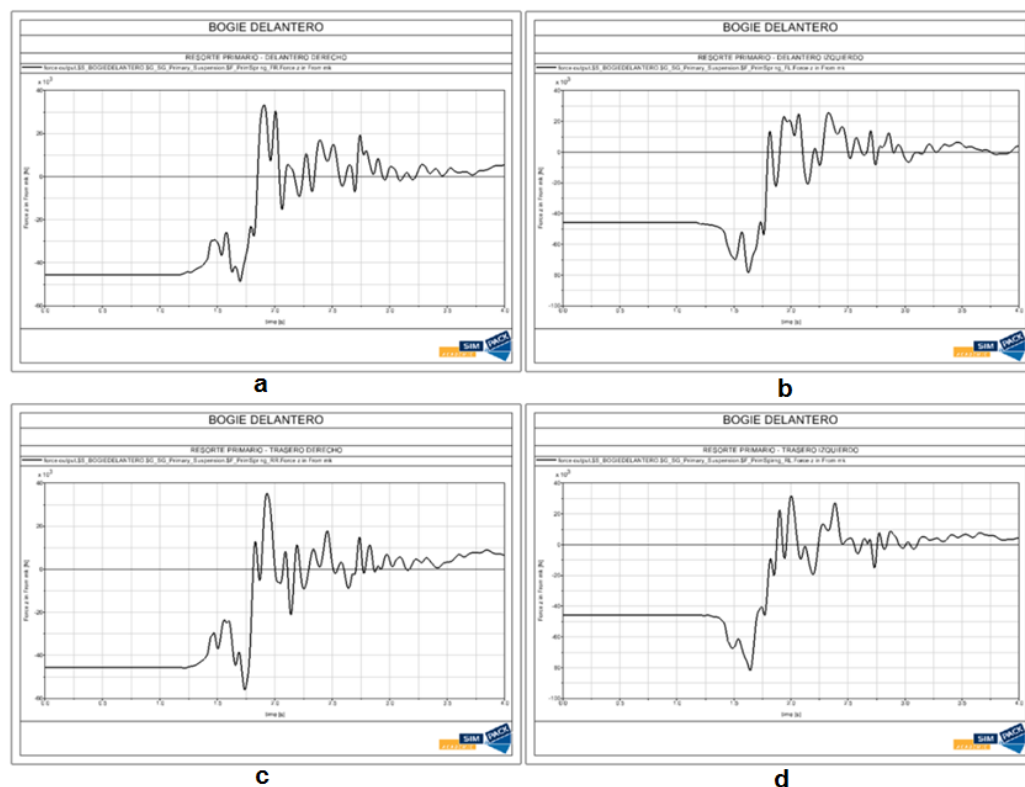




**Figura 3.44 - Propiedades de la pista**

Para evitar que el tren descarrile durante la curva, se baja la velocidad de éste a 90 Km/h = 25 m/s. De nuevo, se vuelve a realizar la precarga y se lanza el programa. Se abre el módulo post, y de cada uno de los resortes y amortiguadores de los que consta la suspensión primaria y secundaria se obtiene un gráfico que ofrece la carga a la que está sometido.

## ○ Resortes primarios:



**Figura 3.45 – Cargas resortes primarios**

Gráfica	Posición del resorte	$F_z$ (KN)
a	Delantero derecho (FR)	-48,6980
b	Delantero izquierdo (FL)	-78,0548
c	Trasero derecho (RR)	-55,9292
d	Trasero izquierdo (RL)	-81,2626

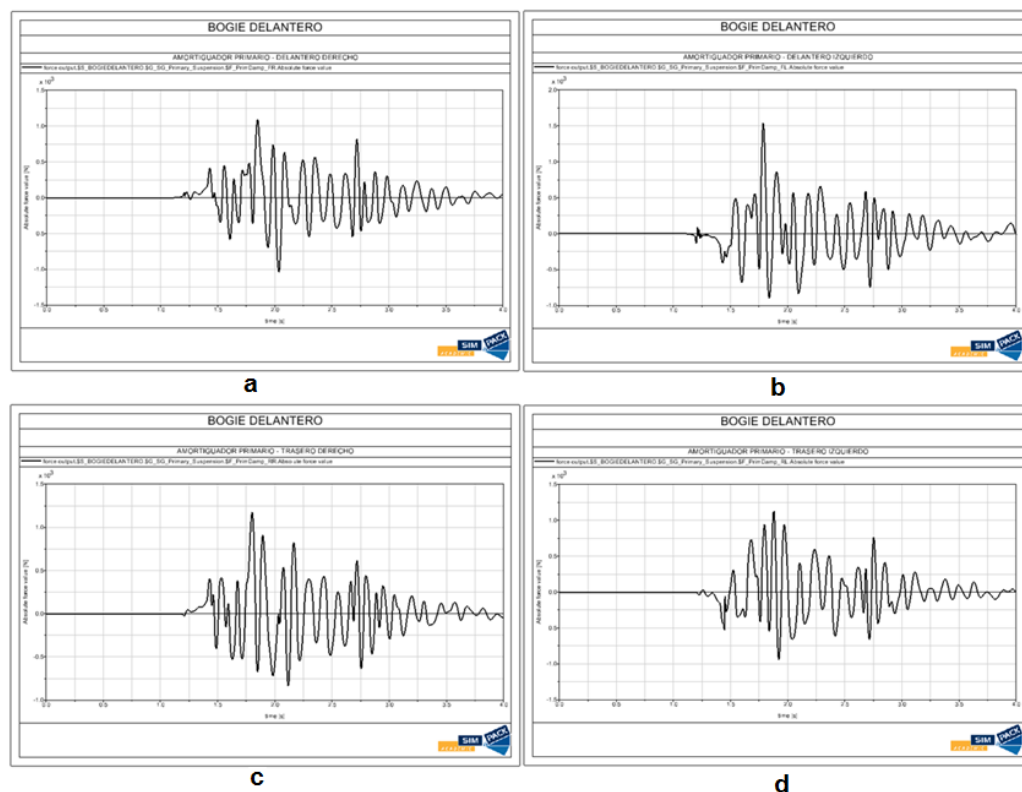
**Tabla 3.15** - Cargas máximas de los resortes primarios

Como se puede observar, en este ensayo ya existen variaciones notables entre un lado y otro, tanto en los valores máximos de carga, como en la representación de los diferentes gráficos. Los valores máximos de carga se generan cuando el tren se está incorporando al tramo curvo; una vez en la curva, las cargas disminuyen progresivamente.

Cabe destacar que los resortes del lado izquierdo soportan más carga que los del lado derecho. Evidentemente, esto es debido a que el paso por curva genera esfuerzos diferentes en cada ala.

Además, aunque la diferencia no es tan relevante, los resortes delanteros soportan menos carga que los resortes situados en la parte trasera, tanto en el lado derecho como en el lado izquierdo.

○ Amortiguadores primarios:

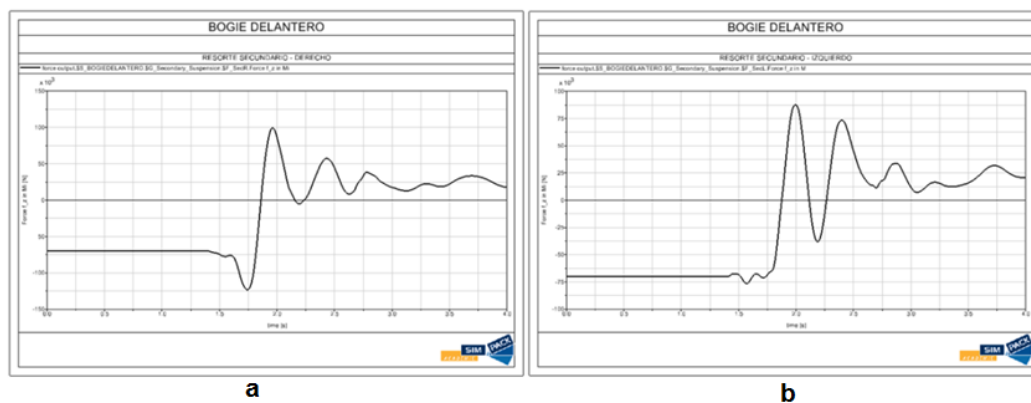


**Figura 3.46** – Cargas amortiguadores primarios

Gráfica	Posición del amortiguador	$F_z$ (KN)
a	Delantero derecho (FR)	1,09898
b	Delantero izquierdo (FL)	1,53608
c	Trasero derecho (RR)	1,17774
d	Trasero izquierdo (RL)	1,12221

**Tabla 3.16** - Cargas máximas de los amortiguadores primarios

○ Resortes secundarios:



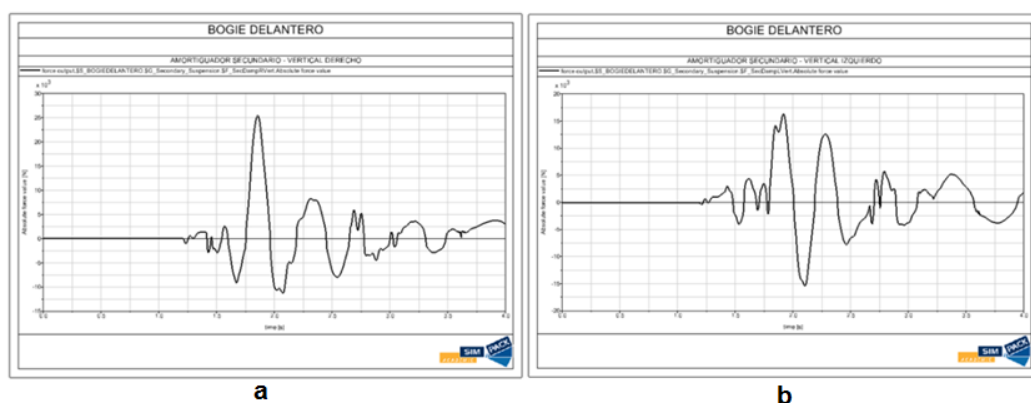
**Figura 3.47** – Cargas resortes secundarios

Gráfica	Posición del resorte	$F_z$ (KN)
a	Derecho (R)	-122,850
b	Izquierdo (L)	87,7964

**Tabla 3.17** - Cargas máximas de los resortes secundarios

La máxima carga que soportan los resortes secundarios de cada lado difiere en el signo, y por tanto en la dirección según el eje vertical, debido a que, al tratarse de una pista curva, el vagón tiende a subir en el lateral izquierdo y a bajar en el lateral derecho.

○ Amortiguadores secundarios verticales:



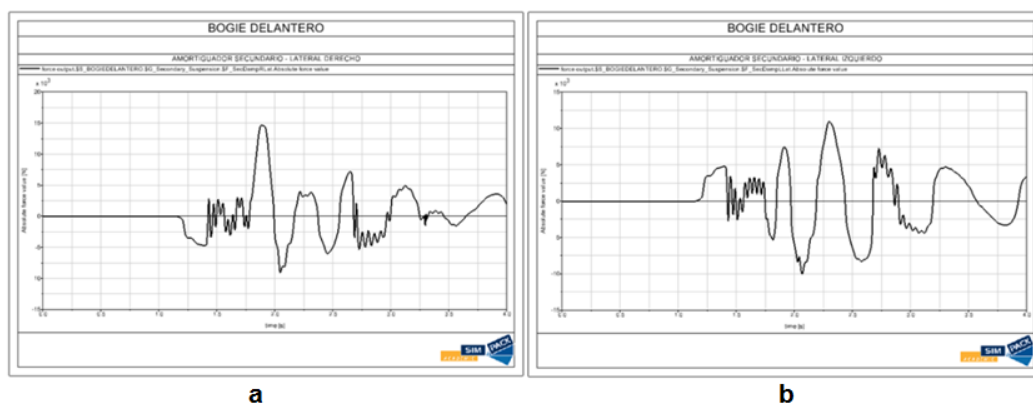
**Figura 3.48** – Cargas amortiguadores verticales secundarios

Gráfica	Posición del amortiguador	$F_z$ (KN)
a	Derecho (R)	25,4597
b	Izquierdo (L)	16,1548

**Tabla 3.18** - Cargas máximas de los amortiguadores verticales secundarios

Comparativamente con el ensayo de carga dinámico en la pista bacheada recta, el valor de la carga de la amortiguación secundaria vertical aumenta notablemente. Esto se debe a que las condiciones de la pista son mucho más exigentes que en el otro ensayo.

○ Amortiguadores secundarios laterales:



**Figura 3.49** – Cargas amortiguadores laterales secundarios

Gráfica	Posición del amortiguador	$F_x$ (KN)
a	Derecho (R)	14,6572
b	Izquierdo (L)	10,9226

**Tabla 3.19** - Cargas máximas de los amortiguadores laterales secundarios

A diferencia de los otros dos ensayos, la amortiguación secundaria lateral ya trabaja pues se trata de una pista curva y, por tanto, aparecen cargas laterales.

## **CAPÍTULO 4: METODOLOGÍA DE TRABAJO EN SOFTWARE ANSYS**

### **4.1. Introducción**

En este capítulo, se detallarán las principales funcionalidades que nos aportan tanto el programa de CAD 3D, SOLID EDGE, como el software ANSYS. Posteriormente, se explicarán los conceptos necesarios para la creación del bogie mediante el programa de diseño SOLID EDGE, desde la creación de los elementos de forma individual hasta el ensamblaje de todo el conjunto, y se detallarán los pasos a seguir para el desarrollo del modelo en el software ANSYS.

### **4.2. SOLID EDGE**

SOLID EDGE es un programa de diseño asistido por computador (CAD, Computer Aided Design) que apareció en el mercado en 1995 bajo la firma Intergraph y que desde 1998 es comercializado por Unigraphics.

Como programa de modelado virtual, SOLID EDGE está especialmente pensado para generar modelos tridimensionales de piezas y conjuntos. Además, incorpora herramientas para la representación plana de estos objetos, que posibilitan la realización normalizada de planos en 2D.

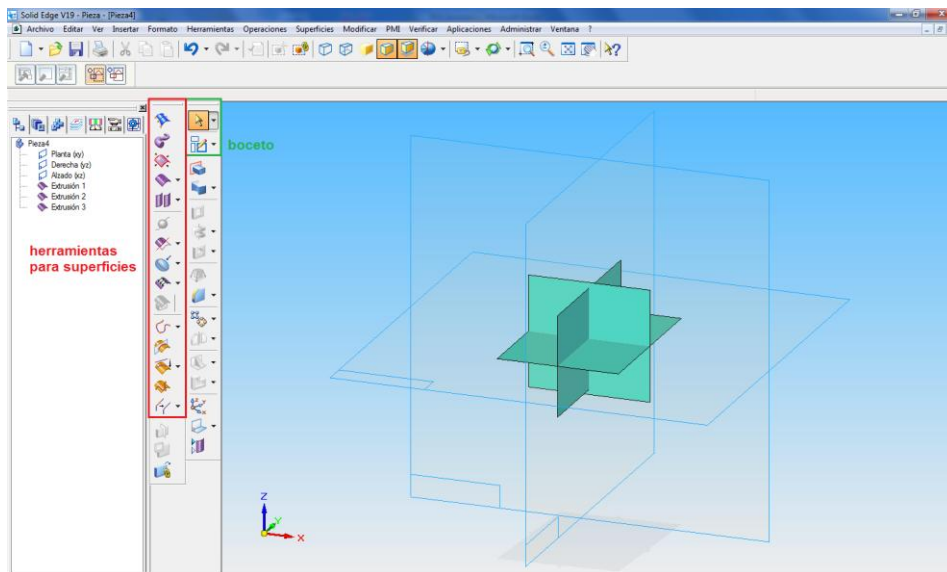
De entre sus principales posibilidades, el programa permite la creación y edición de piezas en 3D, creación y edición de planos en 2D, ensamblaje de conjuntos y generación de diseños específicos, como piezas de chapa o soldaduras tridimensionales.

En función del tipo de ejercicio que se quiera realizar, el programa tiene diferentes entornos (entorno pieza, entorno conjunto, entorno plano, entorno chapa y entorno soldadura) que son accesibles desde la pantalla de bienvenida del programa.

Por otro lado, las unidades de un dibujo se almacenan como propiedad de ese dibujo. SOLID EDGE ofrece un amplio abanico de posibilidades incluyendo unidades métricas, inglesas...

### 4.3. Generación del modelo en SOLID EDGE

Para la creación del bogie en SOLID EDGE, en lugar de trabajar con cuerpos sólidos, se ha decidido desarrollar el modelo a través de superficies. De esta manera, la importación del bogie desde el programa de diseño, SOLID EDGE, al software ANSYS es mucho más sencilla ya que, en vez de importar volúmenes, se importan áreas. Para ello, se emplea el entorno pieza pero únicamente se trabaja con las herramientas que se muestran en la siguiente figura 4.1.



**Figura 4.1** - Entorno pieza

Se trata de un entorno que permite el modelado virtual de una pieza tridimensional mediante operaciones similares a las que se realizan para obtener una pieza real. El proceso de modelado debe comenzar con una operación que cree una superficie que pueda ser modificada mediante operaciones, que se detallaran a continuación, hasta llegar a la pieza final [4].

Para generar el bogie, en primer lugar, se dibujan cada una de las piezas que conforman el mismo y una vez creadas, a través del entorno conjunto, se unen para obtener el conjunto deseado. La representación de cada una de las piezas se hace acorde a unos planos que se incluyen en un anexo al final del documento. Los planos son de un bogie comercial de la empresa **TAFESA**.

El bogie se puede dividir en tres conjuntos bien diferenciados:

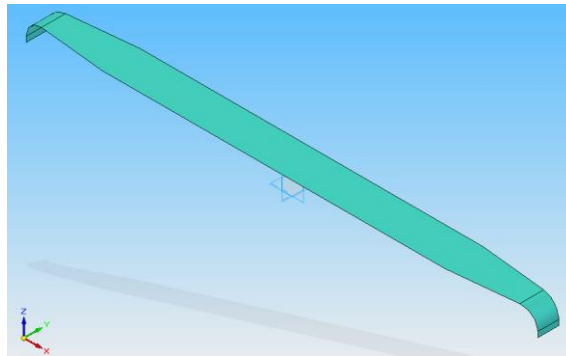
- Conjunto de larguero 1
- Conjunto de larguero 2
- Conjunto de traviesa pivote

➤ **Conjunto de larguero 1**

Este conjunto está formado por el ala superior, el ala inferior, el alma, el refuerzo del alma y el limitador. A continuación, se muestra el dibujo de cada pieza con una breve explicación del desarrollo para crearla.

○ *Ala superior*

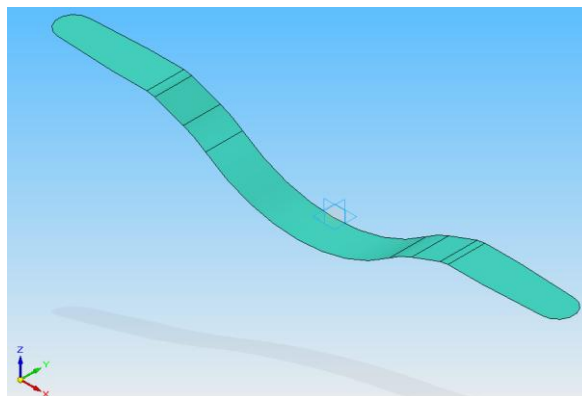
Para crearla, se realiza una extrusión respecto al plano x-z dibujando el perfil de la pieza a 1/4. Posteriormente, se recorta, ya que se puede observar que el final de la chapa es más estrecho que el resto del cuerpo. Por último, se hace simetría con respecto al plano x-z y al plano y-z. El resultado se muestra en la siguiente figura 4.2.



**Figura 4.2** - Ala superior

○ *Ala inferior*

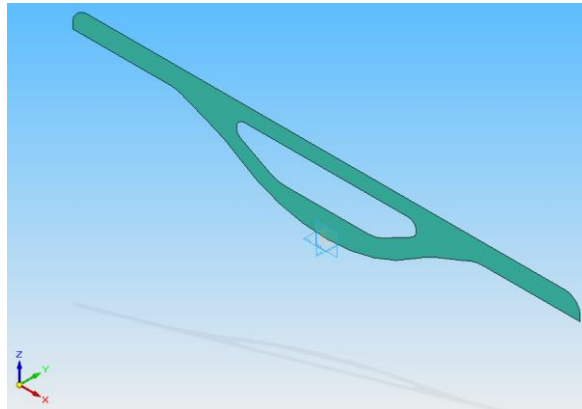
Para crearla, se realiza una extrusión respecto al plano x-z dibujando el perfil de la pieza a 1/4. Posteriormente, se recorta como en el caso del ala superior, incluyendo un corte que redondee la parte final tal y como se muestra en la figura. Por último, se hace simetría con respecto al plano x-z y al plano y-z. El resultado se muestra en la siguiente figura 4.3.



**Figura 4.3** - Ala inferior

- Alma

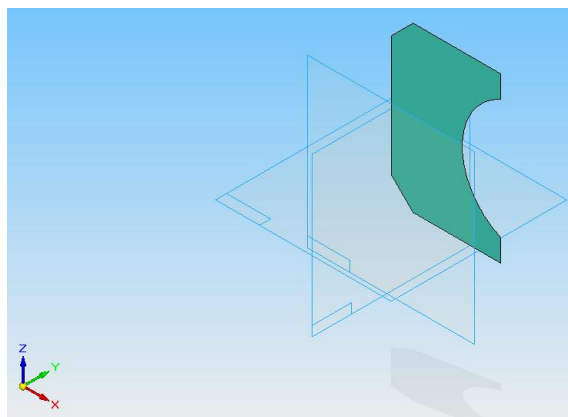
En este caso, se realiza una extrusión respecto al plano x-y dibujando el perfil de la pieza a 1/2. Posteriormente, se recorta la parte central y la parte exterior sobrante, dibujando un boceto sobre el rectángulo extruido. Por último, se hace simetría respecto al plano y-z. El resultado se muestra en la siguiente figura 4.4.



**Figura 4.4 - Alma**

- Refuerzo alma

Para el refuerzo del alma, se realiza una extrusión respecto al plano x-y. Para finalizar, se recorta la parte sobrante, dibujando un boceto sobre el rectángulo extruido. El resultado se muestra en la siguiente figura 4.5.

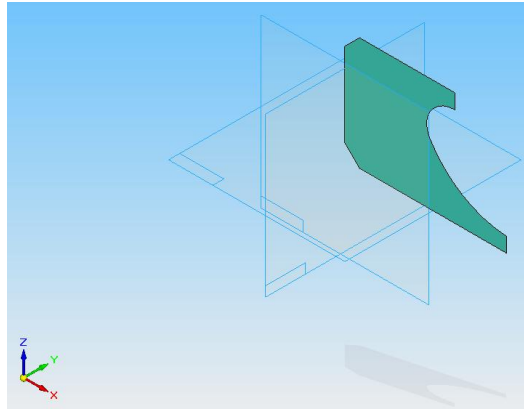


**Figura 4.5 - Refuerzo alma**



- Refuerzo limitador

El refuerzo del limitador se realiza de la misma manera que el refuerzo del alma, únicamente cambia la geometría. El resultado se muestra en la siguiente figura 4.6.



**Figura 4.6** - Refuerzo limitador

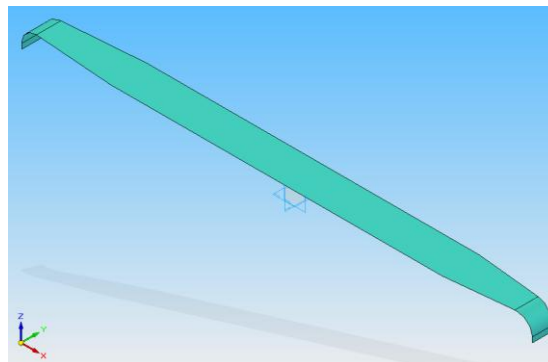
➤ **Conjunto de larguero 2**

Este conjunto está formado por el ala superior e inferior, el alma, el refuerzo del alma, el limitador y el refuerzo del extremo. Tanto el refuerzo del alma como el limitador son los mismos que para el anterior conjunto.

Para este conjunto, el ala superior e inferior y el alma tienen uno de los extremos diferentes (en el ala superior es más largo, y en el ala inferior y en el alma son más largos y cambian su geometría).

- Ala superior

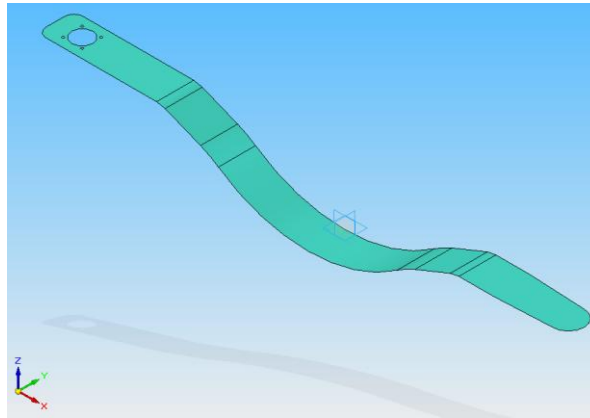
Se realiza una extrusión dibujando el perfil de toda la pieza respecto al plano x-z. Por último, al igual que el anterior, se recortan las partes sobrantes de los extremos. El resultado se muestra en la siguiente figura 4.7.



**Figura 4.7** - Ala superior

- Ala inferior

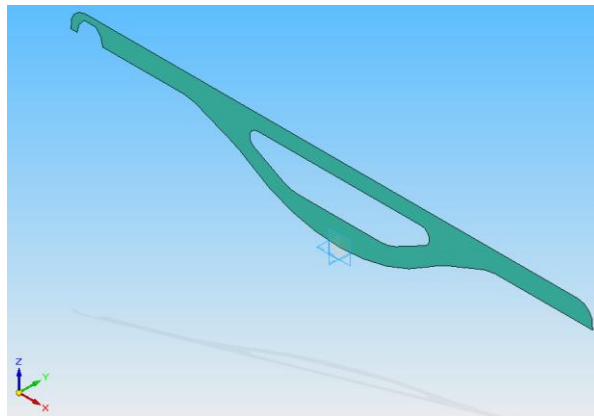
Para crear esta pieza, se realiza una extrusión dibujando el perfil de toda la pieza respecto al plano x-z. Posteriormente se le da la forma respecto al plano x-y recortando las partes sobrantes exteriores. Para los taladros realizados en el extremo se hace, en primer lugar, el recorte del agujero grande y, para continuar, se genera un patrón con 4 agujeros del diámetro correspondiente, formando el primero de ellos 45° con respecto al eje x. El resultado se muestra en la siguiente figura 4.8.



**Figura 4.8** - Ala inferior

- Alma

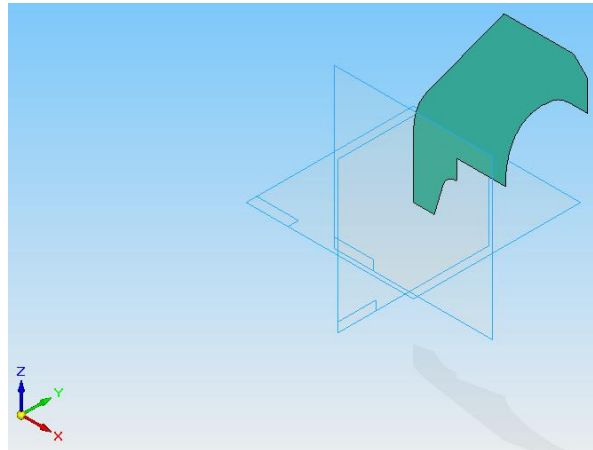
En este caso, se realiza una extrusión respecto al plano x-y dibujando el perfil de la pieza entera. Posteriormente, se recorta la parte central y la parte exterior sobrante, dibujando un boceto sobre el rectángulo extruido. El resultado se muestra en la siguiente figura 4.9.



**Figura 4.9** - Alma

- Refuerzo extremo

Para el refuerzo del extremo, se realiza una extrusión respecto al plano x-y. Para finalizar, se recorta la parte sobrante, dibujando un boceto sobre el rectángulo extruido. El resultado se muestra en la siguiente figura 4.10.



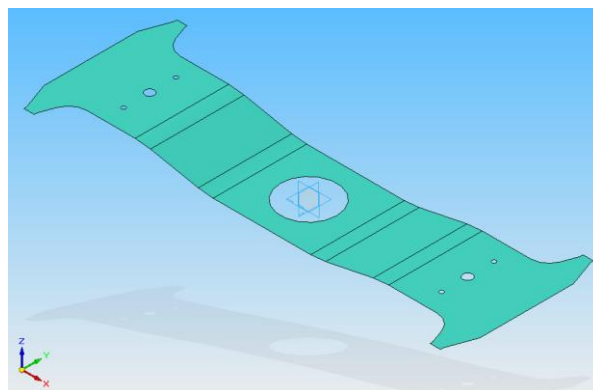
**Figura 4.10** - Refuerzo extremo

- **Conjunto de traviesa pivote**

Este conjunto está formado por la platabanda superior, la platabanda inferior, el alma, el refuerzo del extremo, el nervio, el refuerzo de traviesa y la riostra.

- Platabanda superior

Para crear la platabanda superior, en primer lugar, se realiza una extrusión de la pieza con respecto al plano x-z a 1/2. Una vez extruida, se dibujan sobre la pieza los bocetos de los agujeros y recortes exteriores necesarios. Posteriormente, se recortan las partes sobrantes y se redondean los dos bordes existentes. Por último, se aplica simetría respecto al plano y-z. El resultado se muestra en la siguiente figura 4.11.

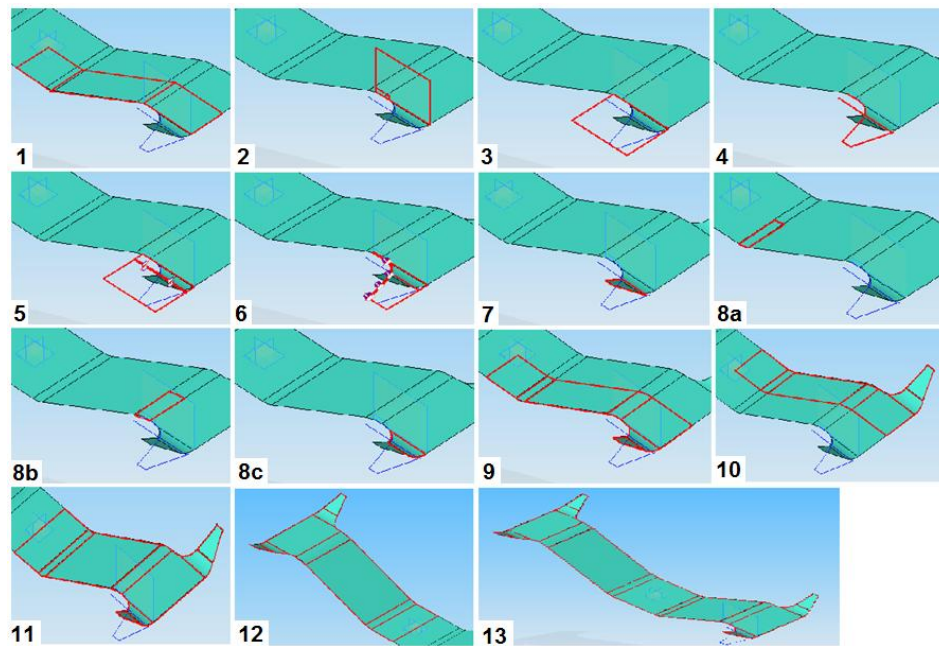


**Figura 4.11** - Platabanda superior

○ Platabanda inferior

Esta es, sin duda, la pieza más complicada del modelo; además, como se detallará posteriormente, va a tener especial importancia en el desarrollo del mismo.

Se muestra, en la siguiente figura 4.12 los pasos que hay que seguir para desarrollar la pieza.

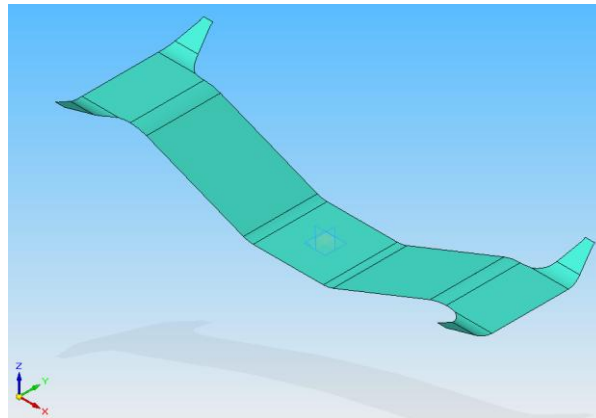


**Figura 4.12** - pasos para el desarrollo de la platabanda inferior

A continuación, se definen los pasos que se muestran en la figura 4.12 anterior:

1. Extrusión de la pieza a 1/4.
2. Generación de un plano paralelo al plano x-z en la posición indicada.
3. Extrusión de la superficie requerida.
4. Boceto sobre dicha superficie.
5. Partición de la superficie en 2 caras.
6. Recorte de las partes sobrantes.
7. Rotación de la cara exterior.
8. Redondeo de los tres bordes, mostrados uno a uno (a,b y c).
9. Unión de todas las superficies.
10. Simetría respecto al plano x-z.
11. Unión de las 2 superficies.
12. Simetría respecto al plano y-z.
13. Unión de las 2 superficies.

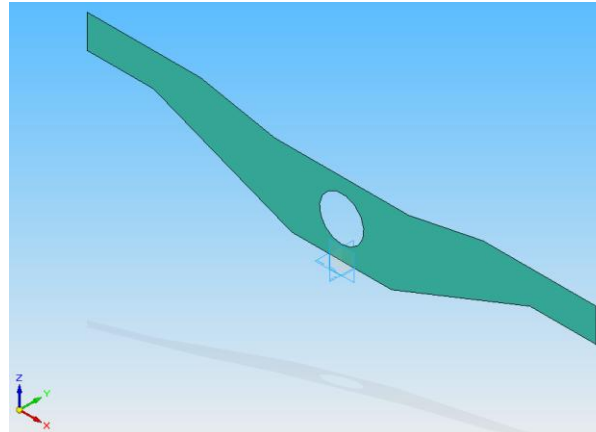
El resultado es el mostrado en la siguiente figura 4.13:



**Figura 4.13** - Platabanda inferior

- Alma

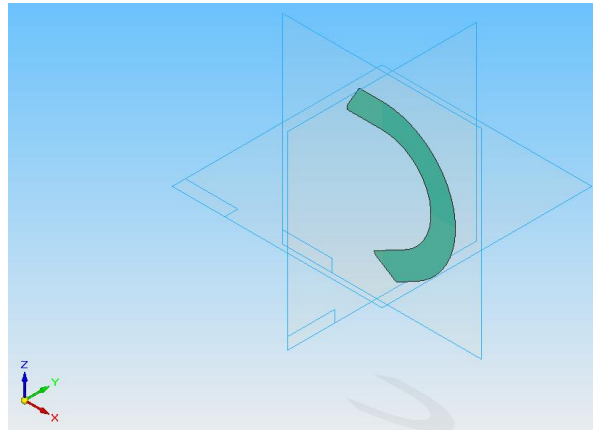
En este caso, se realiza una extrusión respecto al plano x-y dibujando el perfil de la pieza a 1/2. Posteriormente, se recorta la parte central y la parte exterior sobrante, dibujando un boceto sobre el rectángulo extruido. Por último, se hace simetría respecto al plano y-z. El resultado se muestra en la siguiente figura 4.14.



**Figura 4.14** - Alma

- Refuerzo extremo

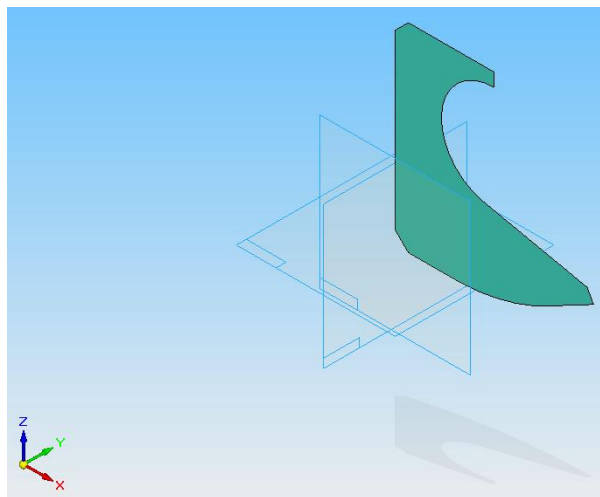
Para el refuerzo del extremo, se realiza una extrusión respecto al plano x-y. Para finalizar, se recorta la parte sobrante, dibujando un boceto sobre el rectángulo extruido. El resultado se muestra en la siguiente figura 4.15.



**Figura 4.15** - Refuerzo extremo

- Nervio

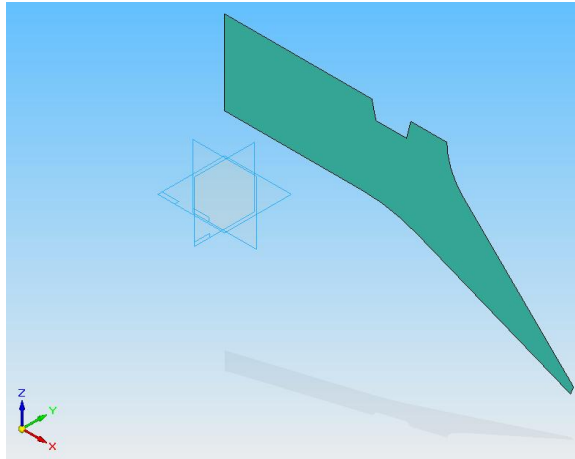
El nervio se realiza de la misma manera que el resto de refuerzos, únicamente cambia la geometría. El resultado se muestra en la siguiente figura 4.16.



**Figura 4.16** - Nervio

- Refuerzo de traviesa

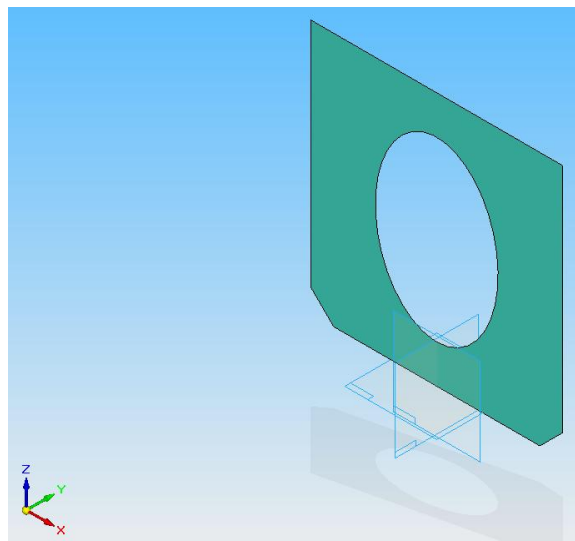
Se realiza de la misma manera que el resto de refuerzos, únicamente cambia la geometría. El resultado se muestra en la siguiente figura 4.17.



**Figura 4.17** - Refuerzo de traviesa

- Riostra

Para la riostra, se realiza una extrusión respecto al plano x-y a  $1/2$ . Posteriormente, se recorta la parte sobrante, dibujando un boceto sobre el rectángulo extruido. Por último, se aplica simetría respecto al plano y-z. El resultado se muestra en la siguiente figura 4.18.



**Figura 4.18** - Riostra

Una vez dibujadas todas las piezas, el siguiente paso sería generar los tres conjuntos y, una vez se hayan creado, unirlos para formar el conjunto final llamado, según los planos del anexo, conjunto de bastidor.

Durante el desarrollo del trabajo, se observó que al trabajar con superficies, la unión de unas piezas con otras mediante el entorno conjunto iba a ofrecer problemas de diseño.

El problema reside en que al trabajar con áreas, y no con volúmenes, había ciertas uniones que únicamente coincidirían en una sola hoja y generarían errores difíciles de subsanar.

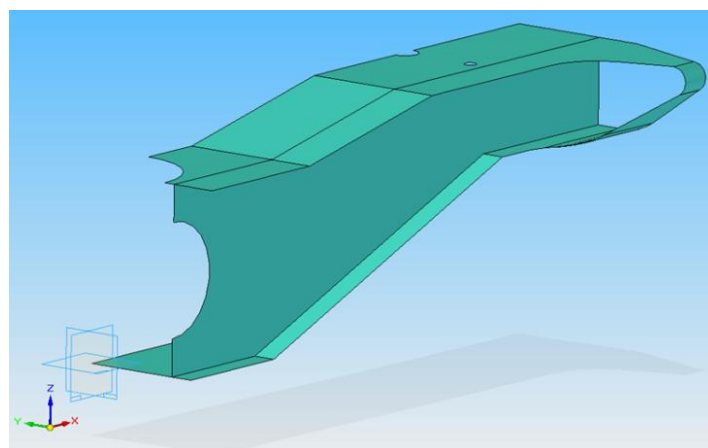
Por este motivo, se decidió crear una única pieza, dentro del entorno pieza, que englobara todo el conjunto de bastidor. Para crearla, con el fin de ahorrar trabajo y tiempo y ser lo más eficiente posible, se dibuja el conjunto a 1/4 y, posteriormente, se aplica simetría.

El **procedimiento** seguido se detalla a continuación.

En primer lugar, es importante conocer el conjunto para saber cuál es la pieza por la que comenzar a desarrollar el modelo.

Tal y como se ha comentado anteriormente, la platabanda inferior es, posiblemente, la pieza más complicada del modelo. Por este motivo y por su situación dentro del conjunto, es la pieza elegida para ser la base sobre la que se dibujen el resto de piezas.

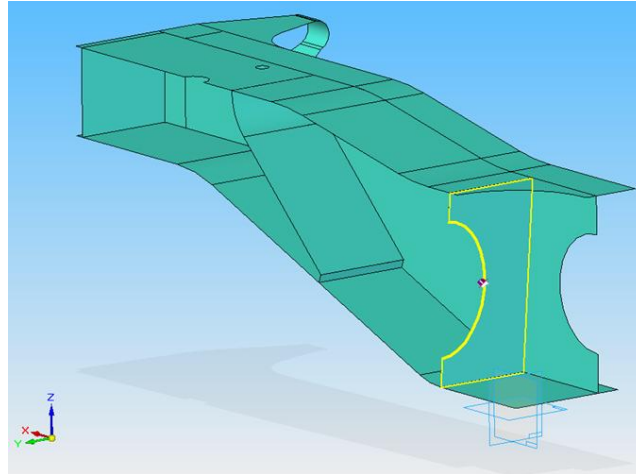
Para comenzar y una vez dibujada la platabanda inferior a 1/4, se van a colocar sobre ella el alma, la platabanda superior y el refuerzo del extremo que une la platabanda inferior con la superior. El resultado es el mostrado en la figura 4.19.



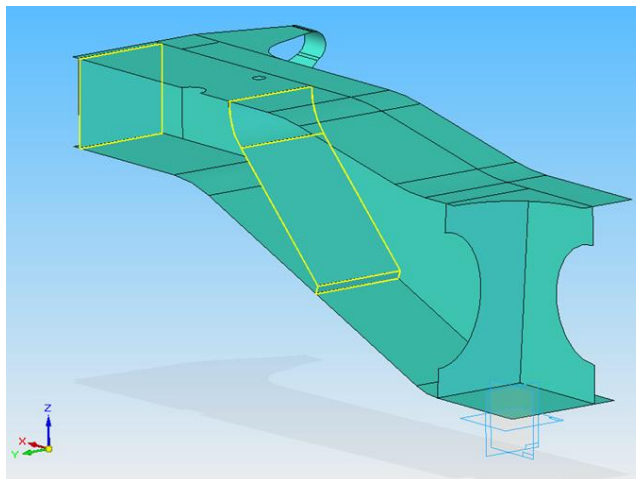
**Figura 4.19** - Platabanda inferior, superior, alma y refuerzo



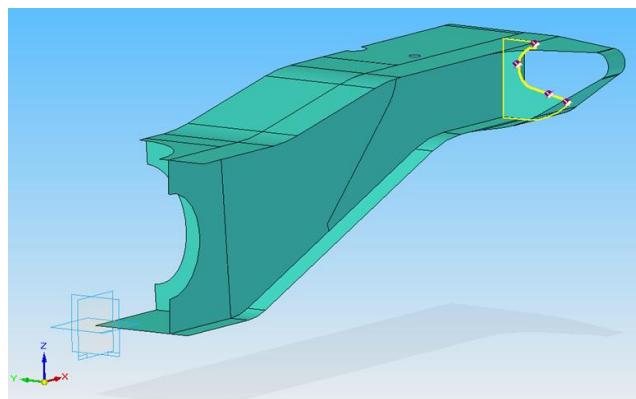
Para continuar, se redondean los bordes de la platabanda inferior y superior y se colocan la riostra, el refuerzo de traviesa y el nervio. Se pueden observar en las siguientes figuras 4.20, 4.21 y 4.22.



**Figura 4.20 – Riostra**



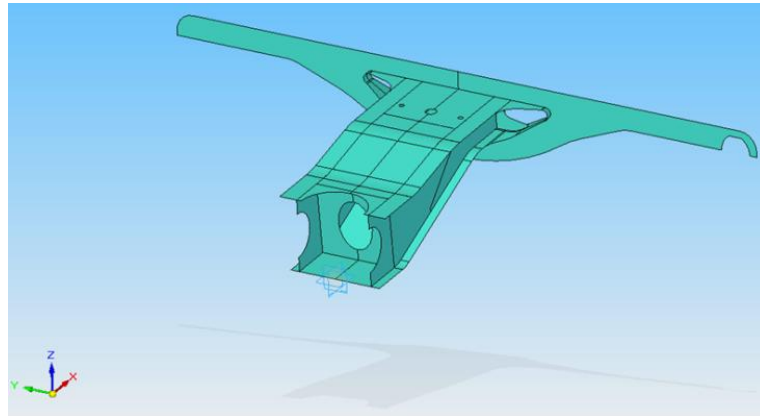
**Figura 4.21 - Refuerzo de traviesa**



**Figura 4.22 - Nervio**

Por motivos de diseño, uno de los extremos de un larguero es diferente al resto, tal y como se ha podido observar en la generación de cada una de las piezas por separado.

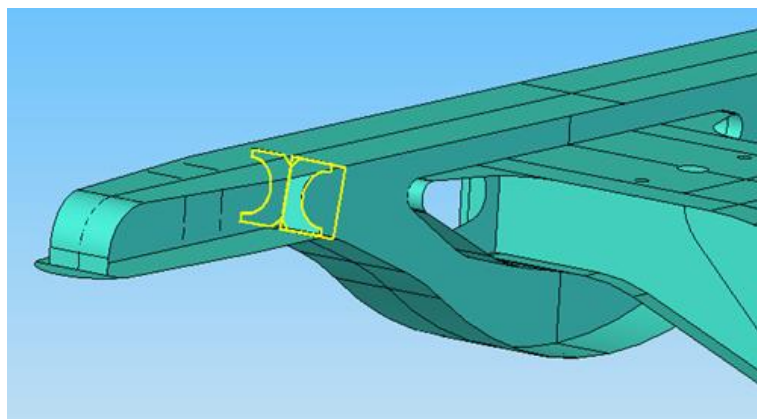
Por este motivo, para la creación del larguero, se va a aplicar simetría según el plano x-z del conjunto generado hasta entonces y se dibuja sobre éste el alma del larguero. Ver figura 4.23.



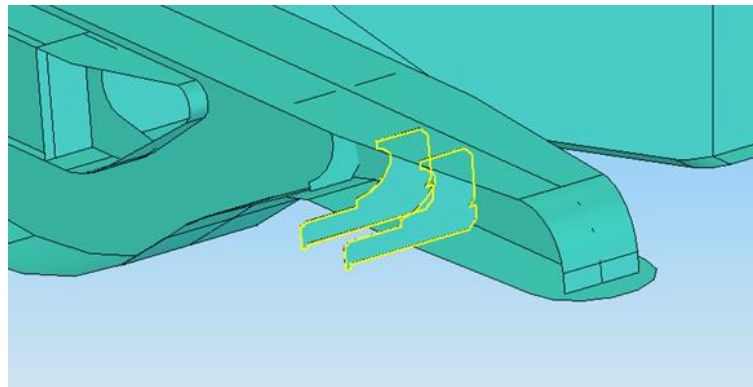
**Figura 4.23** - Conjunto de traviesa pivote con el alma del larguero

Debido a que cada lado del larguero es diferente, de ahora en adelante, para colocar el ala superior e inferior, se trabaja con cada uno de los lados por separado.

Una vez situadas las alas, el siguiente paso es colocar los refuerzos del alma y del limitador. Para ello, se crea un refuerzo, tanto del alma como del limitador y, posteriormente, se aplica simetría para colocar el resto. El resultado es el mostrado en las siguientes figuras, 4.24 y 4.25.

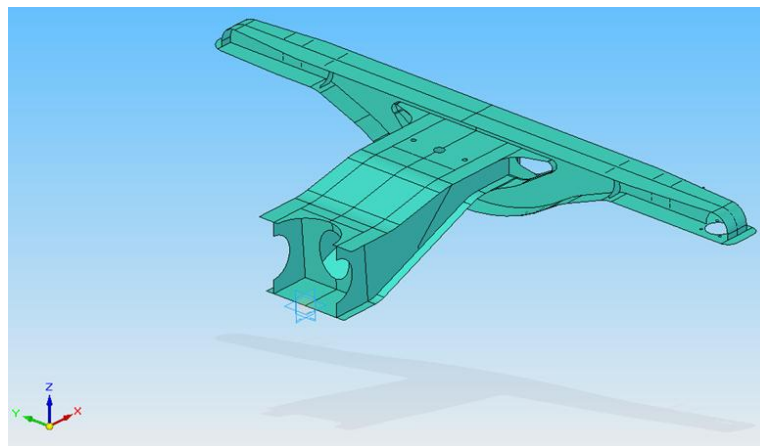


**Figura 4.24** - Refuerzo del alma



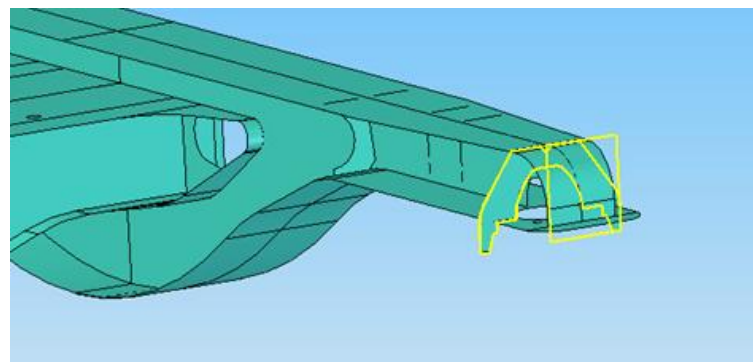
**Figura 4.25** - Refuerzo del limitador

Una vez colocados, el resultado es el siguiente. Ver figura 4.26.



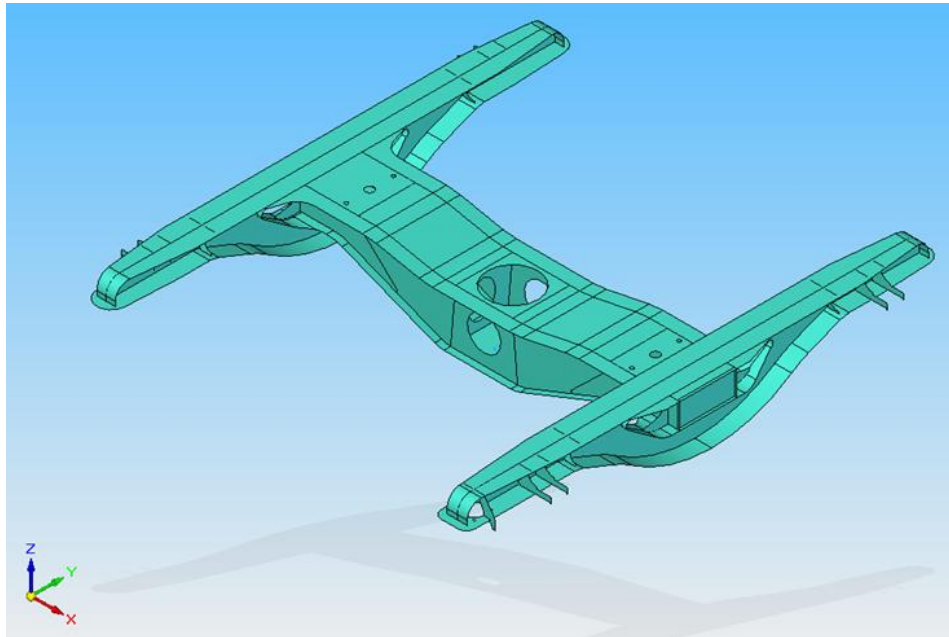
**Figura 4.26** - Conjunto de bastidor a  $\frac{1}{2}$

Por último, es necesario colocar el refuerzo del extremo en uno de los extremos del larguero. Ver figura 4.27.

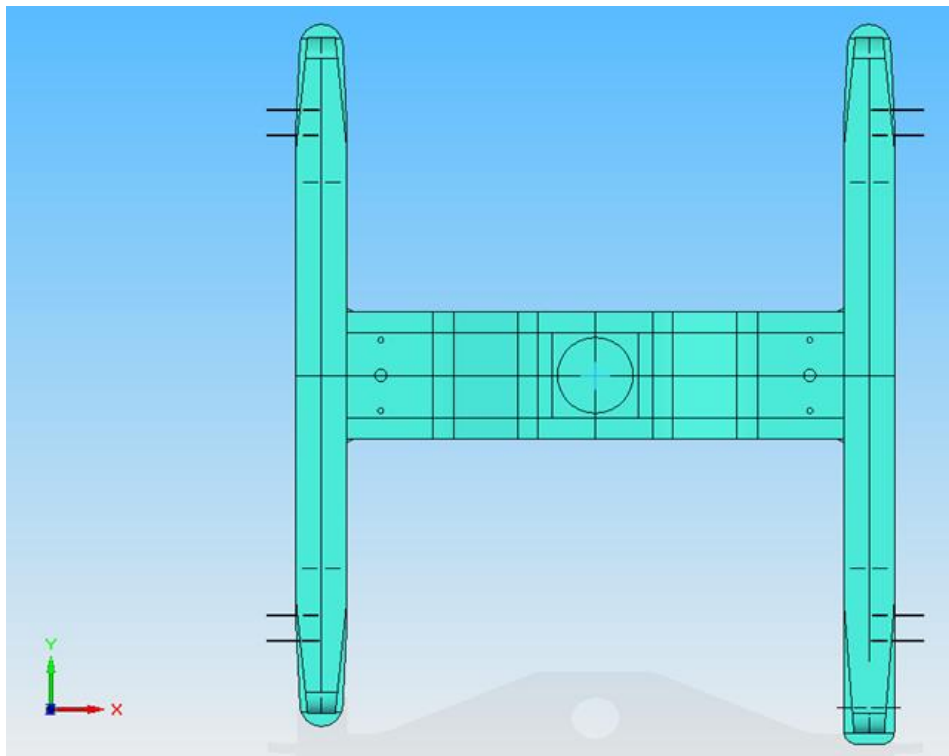


**Figura 4.27** - Refuerzo del extremo

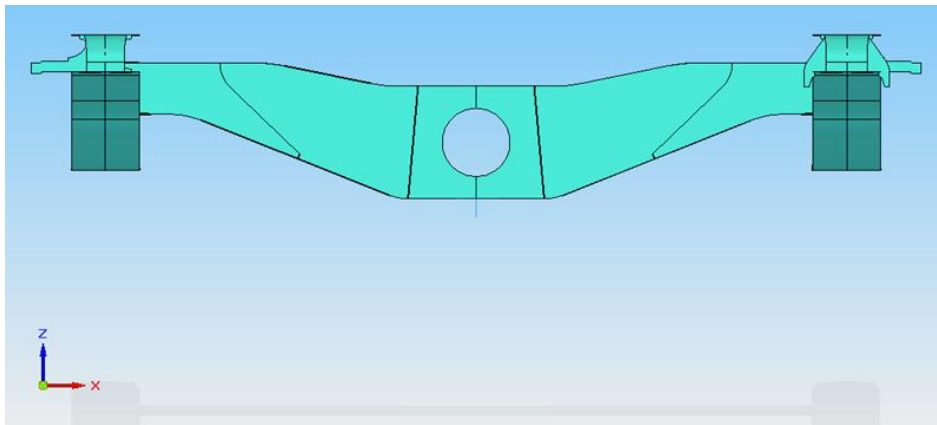
Para finalizar, como tres cuartas partes del modelo son idénticas (sólo uno de los extremos del larguero es diferente), se aplica simetría dos veces, respecto al plano y-z y respecto al plano x-z, de la cuarta parte que coincide con los otros largueros. De esta manera, se finaliza el desarrollo del bogie. El resultado es el mostrado a continuación. Ver figuras 4.28, 4.29, 4.30, 4.31 y 4.32.



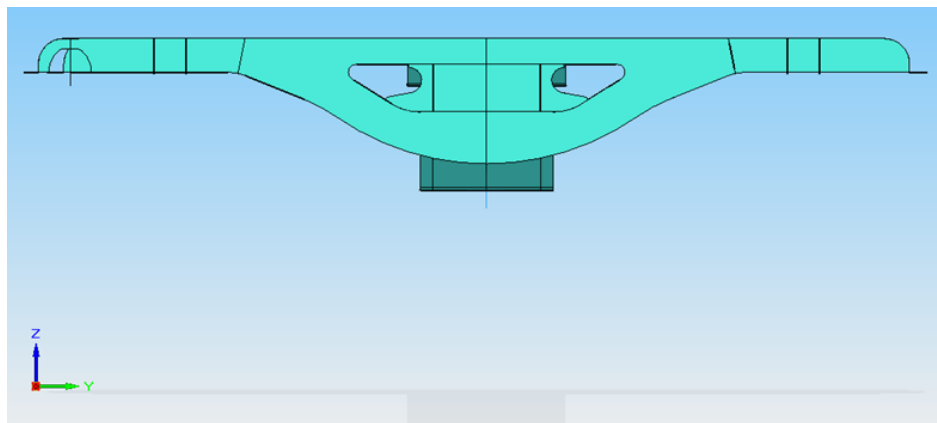
**Figura 4.28** - Conjunto de bastidor. Vista: ISO



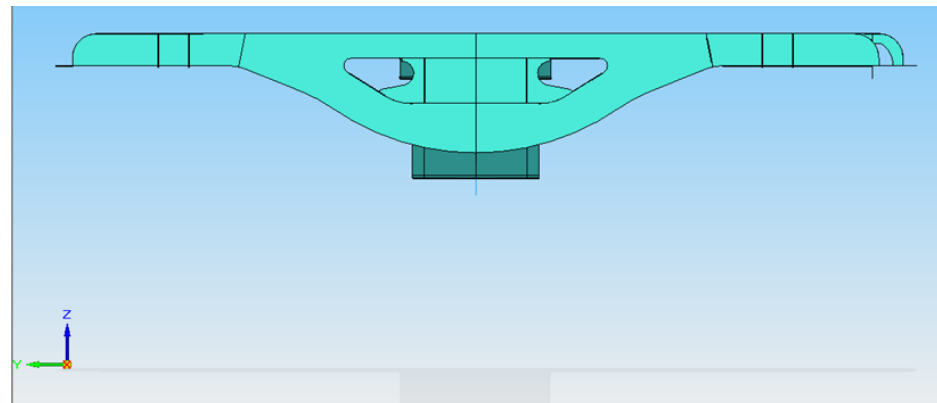
**Figura 4.29** - Conjunto de bastidor. Vista: Planta



**Figura 4.30** - Conjunto de bastidor. Vista: Alzado



**Figura 4.31** - Conjunto de bastidor. Vista: Perfil derecho



**Figura 4.32** - Conjunto de bastidor. Vista: Perfil izquierdo

## 4.4. Software ANSYS

El Método de Elementos Finitos consiste en la simulación de un sistema físico, con sus geometrías y condiciones de carga, por aproximación matemática de un sistema real. Mediante la división o discretización en bloques simples e interrelacionados, denominados elementos, las incógnitas infinitas de un sistema físico se convierten en un número finito de incógnitas [5].

Software ANSYS se trata de un software de simulación que trabaja mediante el método de elementos finitos. Software ANSYS permite predecir con seguridad cómo un producto operará en el mundo real y así garantizar la integridad de ese producto [5].

Software ANSYS proporciona soluciones que permiten simular cada aspecto estructural de un modelo, desde análisis lineales que proveen esfuerzos y/o deformaciones hasta análisis no lineales que involucran efectos dinámicos y comportamientos complejos [5].

Para realizar los pertinentes análisis, se va a trabajar con tres grandes módulos dentro del programa:

- *Preprocessor*: asignación de material, geometría, mallado, cargas...
- *Solution*: lanzamiento del programa.
- *General Postproc*: visualización de resultados.

El software presenta el aspecto que se muestra en la siguiente figura 4.33.

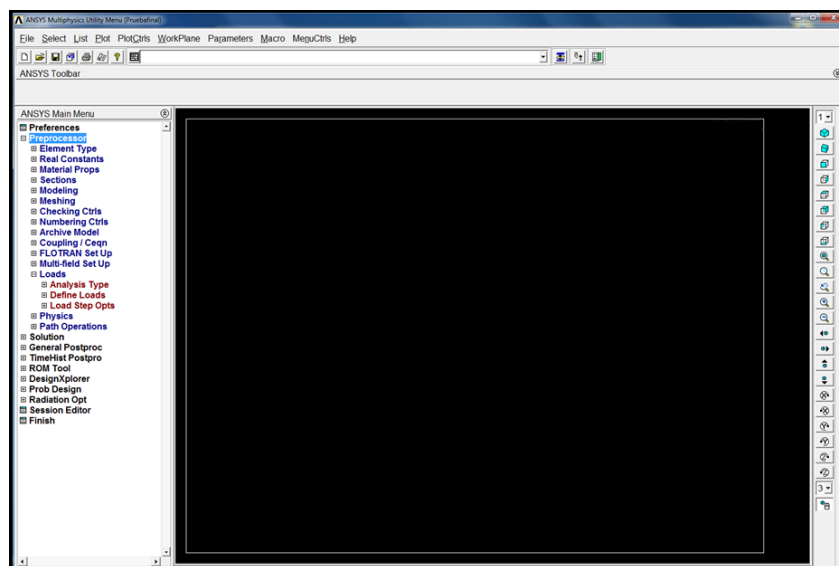


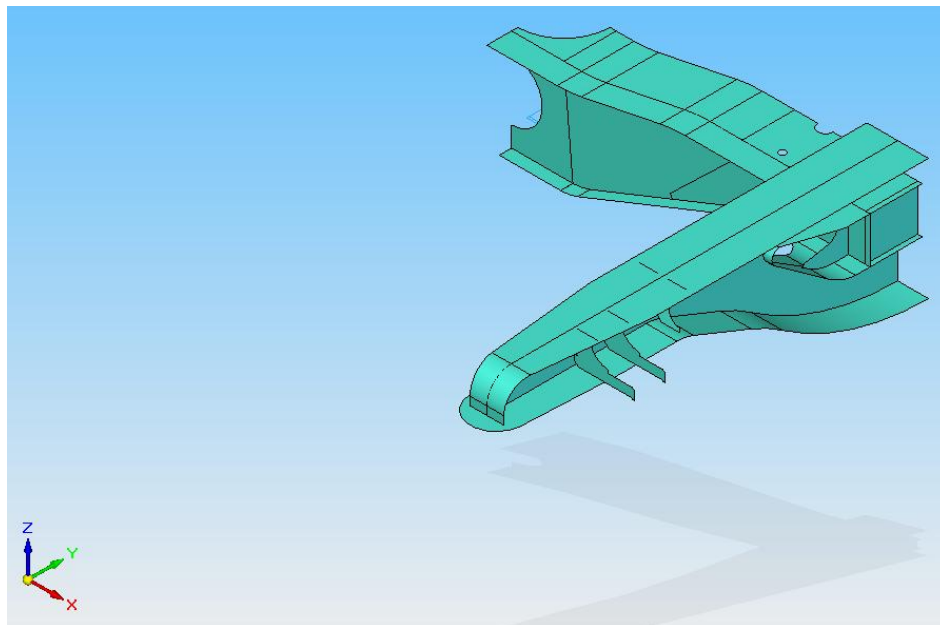
Figura 4.33 - Software ANSYS

## 4.5. Modelización del bogie en ANSYS

En primer lugar, para poder trabajar con el modelo creado en SOLID EDGE, es necesario realizar la importación de un programa a otro.

Antes de importar el modelo, con el fin de evitar discontinuidades a la hora de realizar los análisis pertinentes, se ha decidido simplificar el modelo de tal manera que los dos largueros sean iguales.

Por este motivo, en lugar de importar todo el conjunto, se crea un modelo en el cual sólo aparezca 1/4 del bogie. Para crearlo, se vuelve al conjunto generado con anterioridad en SOLID EDGE y se eliminan 3/4 del modelo, eliminando, obviamente, el larguero cuyo extremo es diferente. El resultado es el mostrado en la figura 4.34.



**Figura 4.34** - Conjunto a 1/4. Vista: ISO

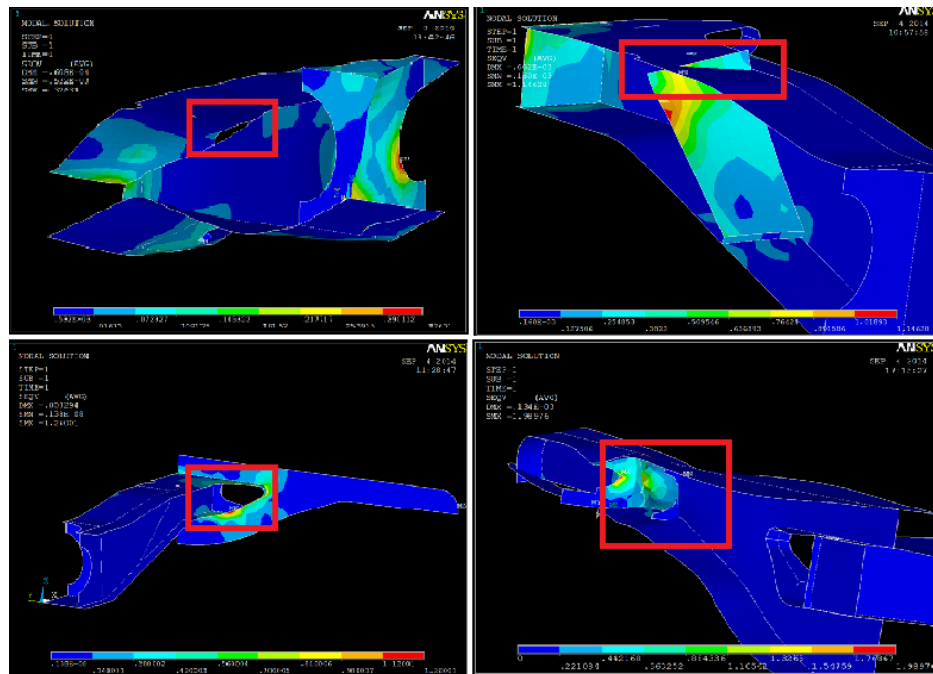
Una vez creado el modelo, se importa al software ANSYS.

Es muy importante dentro del software ANSYS que todas las superficies estén unidas ya que, en caso de no ser así, se producirían discontinuidades al someter al bogie a una serie de cargas.

Por ello, una vez se ha importado el modelo, se realizan una serie de ensayos cogiendo partes del conjunto con el fin de subsanar esos posibles fallos de unión.

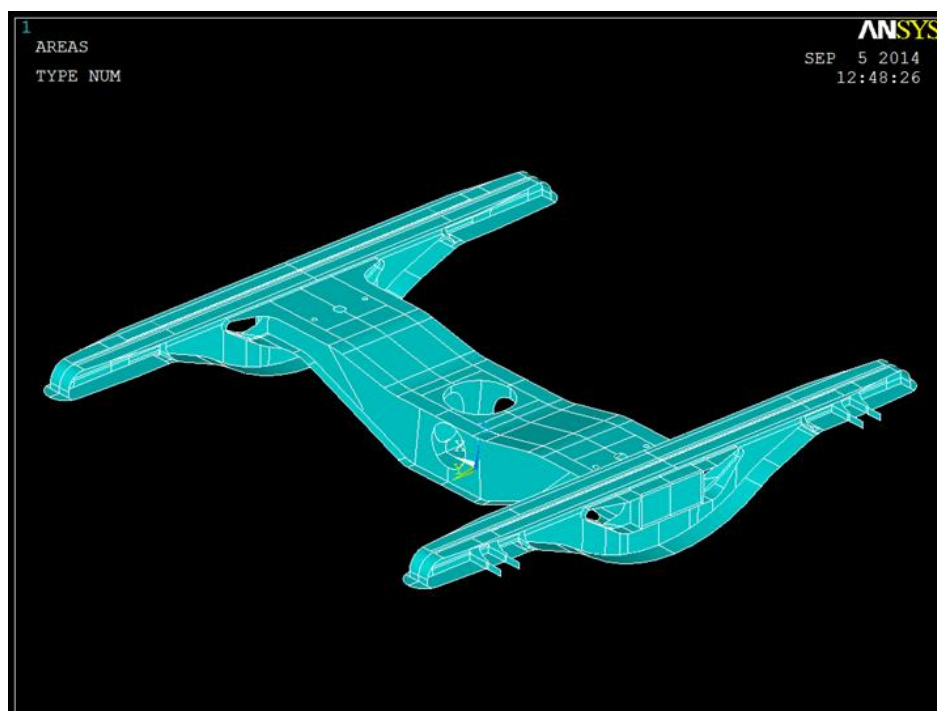


A continuación, se muestran errores en la unión que se han tenido que corregir para poder obtener el conjunto definitivo con el que trabajar. Ver figura 4.35.



**Figura 4.35 - Fallos en la unión**

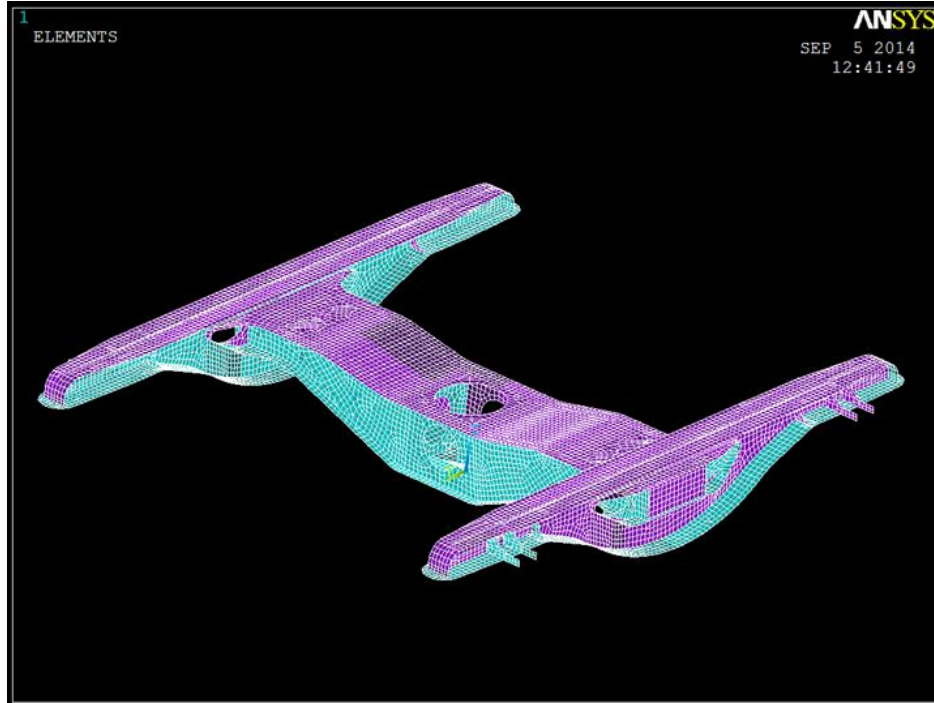
Una vez corregidos todos los posibles fallos, se aplica simetría dentro del software ANSYS y el resultado es el mostrado a continuación. Ver figura 4.36.



**Figura 4.36 - Bogie ANSYS**



A pesar de que es muy probable que para ciertos ensayos sea necesario cambiar el tipo de mallado, se malla el modelo con un mallado de tipo rectangular y tamaño 25 mm. Ver figura 4.37.



**Figura 4.37** - Mallado bogie



## CAPÍTULO 5: ANÁLISIS DE RESULTADOS

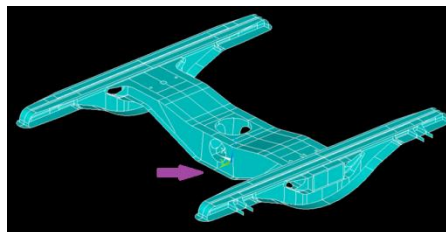
### 5.1. Análisis de las tensiones

Para realizar los pertinentes análisis, es necesario dividir el estudio en los tres ensayos anteriormente mencionados.

- Ensayo de carga dinámico en pista recta.
- Ensayo de carga dinámico en pista bacheada recta.
- Ensayo de carga dinámico en pista curva.

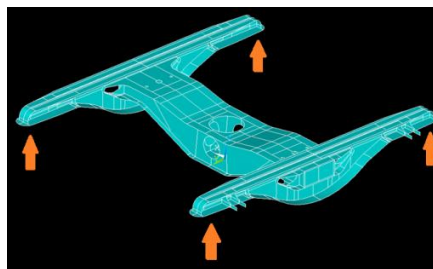
En los ensayos de carga dinámicos en condiciones de pista recta (tanto en la pista sin bachear como la bacheada) se han realizado 2 tipos de análisis.

- Apoyado el bogie sobre la superficie central de la platabanda inferior para poder observar el efecto que tiene la suspensión primaria sobre el conjunto. Ver figura 5.1.



**Figura 5.1** - Bogie apoyado en la platabanda inferior

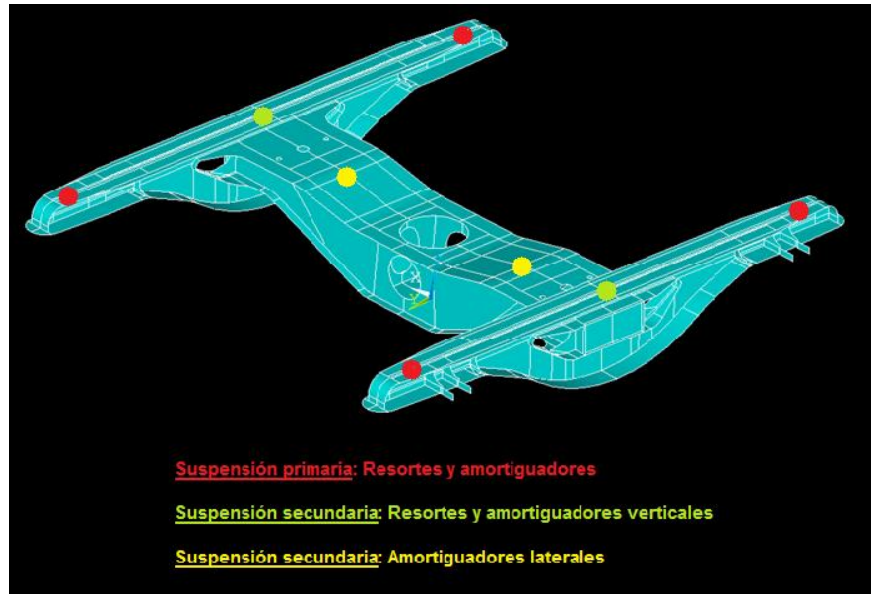
- Apoyado el bogie sobre las ruedas [6]. Con esta opción, el ensayo es muy cercano a la realidad, pues el bogie está suspendido sobre las ruedas y no está apoyado en la sección central. Ver figura 5.2.



**Figura 5.2** - Bogie apoyado en las ruedas

En el caso del ensayo de carga dinámico en condiciones de pista curva no se ha considerado ese primer estudio pues difiere en gran medida de la realidad.

Por otro lado, es necesario destacar la posición de las cargas a las que está sometido el bogie en los diferentes ensayos. Estas posiciones son aplicables para todos los ensayos. Ver figura 5.3.



**Figura 5.3** - Zonas de aplicación de las cargas

Por último, es necesario remarcar las propiedades del material que se ha empleado para el estudio, tanto el tipo de material como el espesor empleado.

El acero al carbono permite abordar el moldeo y mecanizado de piezas de gran complejidad, y entre sus piezas habituales están los materiales y equipos ferroviarios, tales como los bogies, cajas de grasa...

El material del que está fabricado el bogie es acero al carbono revenido F115 según la norma UNE. Este acero está preparado para piezas que deben poseer una resistencia de 700 a 900 N/mm<sup>2</sup> y permite el temple en aceite en perfiles menores de 15 mm. Además, el límite elástico de este tipo de acero es  $\sigma_y = 565$  N/mm<sup>2</sup>. [7] [8] [9] [10]

El bogie tiene dos espesores, en función de la pieza:

- Para las almas de los largueros, las alas (superiores e inferiores) y para las platabandas (superior e inferior) el espesor es de 14 mm.
- Para los refuerzos, la riostra y el alma de la traviesa pivote el espesor es de 10 mm.

### 5.1.1. Ensayo de carga dinámico en pista recta

- Bogie apoyado sobre la superficie central de la platabanda inferior

Como se puede observar, el efecto de la suspensión primaria es notable ya que se generan cargas uniformes a lo largo de todo el bogie. Además, se puede apreciar como el bogie se deforma en los extremos de los largueros. Ver figura 5.4.

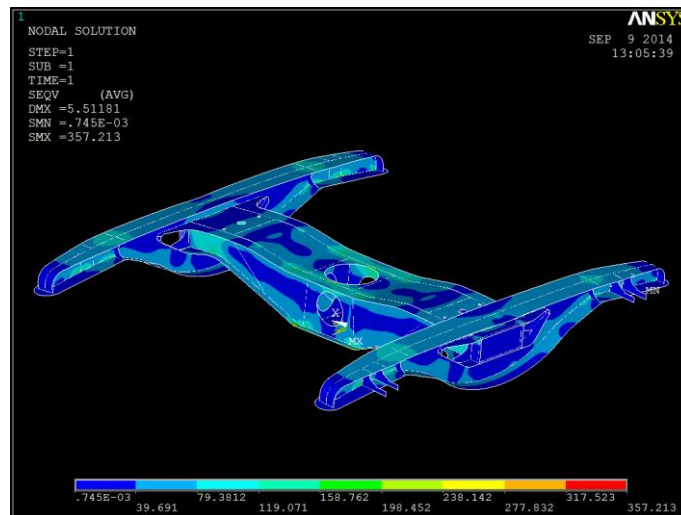


Figura 5.4 - Tensión de Von-Mises en el bogie

En cuanto a las tensiones máximas alcanzadas, éstas se concentran en los puntos donde el bogie está apoyado, como es lógico. El valor máximo de la tensión alcanzada es de 357 MPa aproximadamente. Ver figura 5.5.

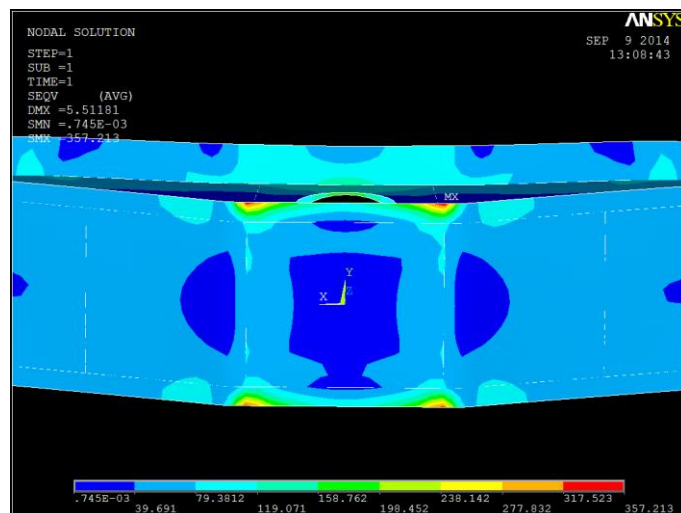


Figura 5.5 - Tensión máxima de Von-Mises en el bogie

Con esto, se obtiene un coeficiente de seguridad de  $c_s = 1,58$ .

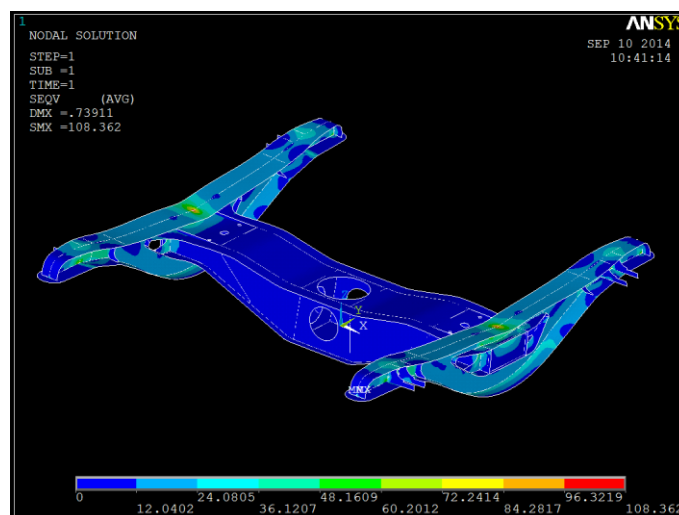
○ Bogie apoyado sobre las ruedas

Para apoyar el bogie sobre las ruedas, se pone un empotramiento en una de las ruedas, eligiendo la rueda al azar. Para nuestro modelo, se coloca en el lugar donde estaría la rueda trasera derecha. En el resto de ellas, se pone un apoyo que tan sólo restrinja el movimiento vertical (eje z). De esta manera, se permiten al resto de ruedas del bogie desplazarse en las direcciones del eje x y el eje y.

Por otro lado, al estar apoyado verticalmente en los cuatro extremos de los largueros, la suspensión primaria estaría absorbida por dichos apoyos. Por lo tanto, sólo se debe tener en cuenta para el ensayo las cargas máximas obtenidas de la suspensión secundaria.

En este caso, las únicas cargas que afectan son los resortes, ya que el amortiguador, como se ha comentado anteriormente, es despreciable.

La resolución del ensayo se muestra a continuación. Ver figura 5.6.



**Figura 5.6** - Tensión de Von-Mises en el bogie

Como se puede observar, la tensión máxima alcanzada en el ensayo es de 108 MPa. El coeficiente de seguridad que se obtiene es  $c_s = 5,23$ .

Esta tensión máxima se alcanza en dos puntos singulares, uno por cada larguero. Si, en vez de colocar cargas puntales, se pusieran cargas distribuidas, la tensión máxima no estaría tan concentrada y es posible que se redujera en unos 10 MPa la tensión máxima alcanzada. Ver figura 5.7.

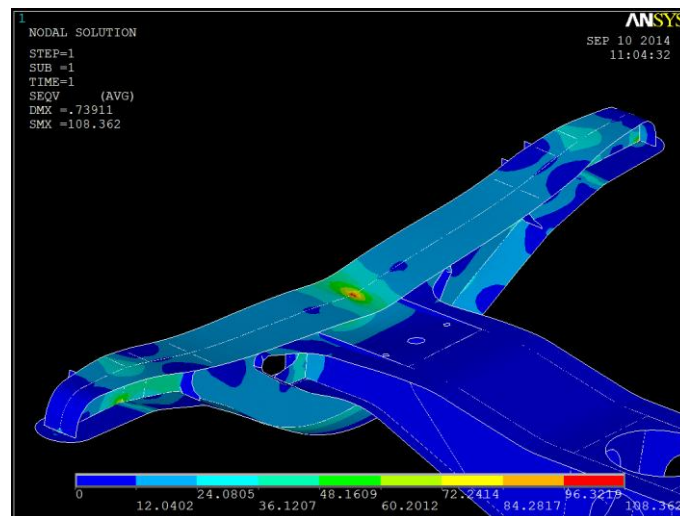


Figura 5.7 - Tensión máxima de Von-Mises en el bogie

### 5.1.2. Ensayo de carga dinámico en pista bacheada recta

- Bogie apoyado sobre la superficie central de la platabanda inferior

Analizando la tensión de Von-Misses en ANSYS, se obtienen los siguientes resultados. Ver figuras 5.8 y 5.9.

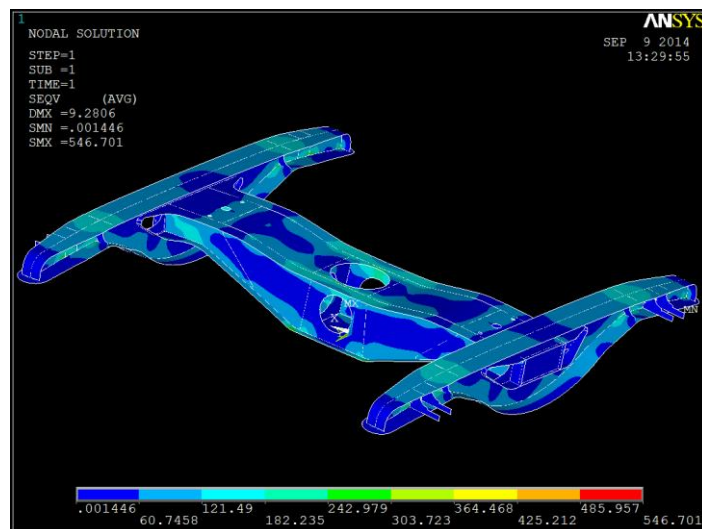


Figura 5.8 - Tensión de Von-Mises en el bogie

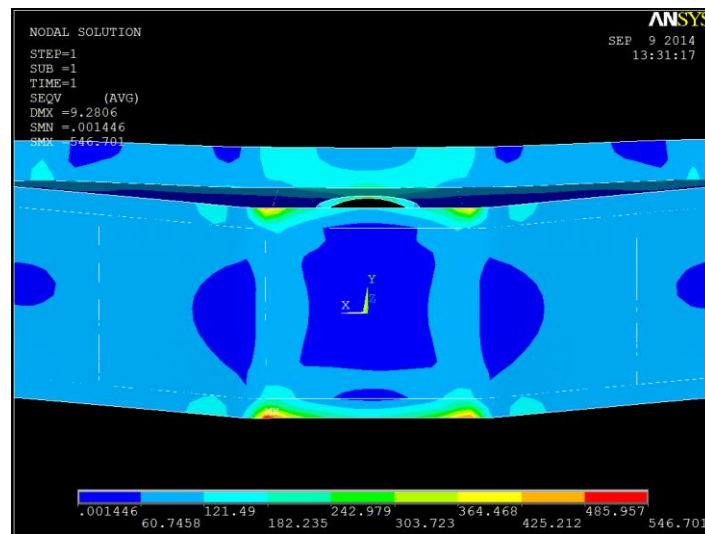


Figura 5.9 - Tensión máxima de Von-Mises en el bogie

Como se puede ver, los resultados son muy parecidos, a nivel visual, a los obtenidos en el anterior ensayo. La diferencia en el valor de la tensión reside en la excitación producida por la creación de una pista bacheada. En este ensayo, la amortiguación vertical secundaria y la amortiguación primaria ya trabajan.

En este caso, el valor máximo es de 546 MPa. Este ensayo no cumple los requisitos necesarios pues su coeficiente de seguridad es prácticamente la unidad.

○ Bogie apoyado sobre las ruedas

Para la pista bacheada, en el caso de colocar los apoyos en las ruedas, se obtienen los siguientes resultados de tensión. Ver figuras 5.10 y 5.11.

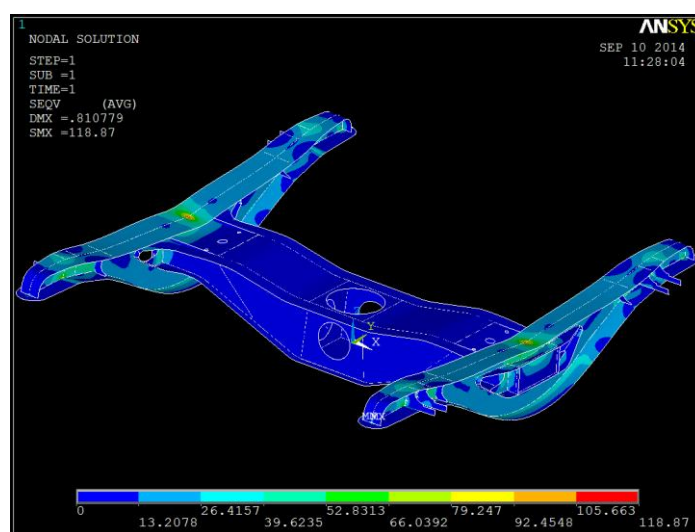
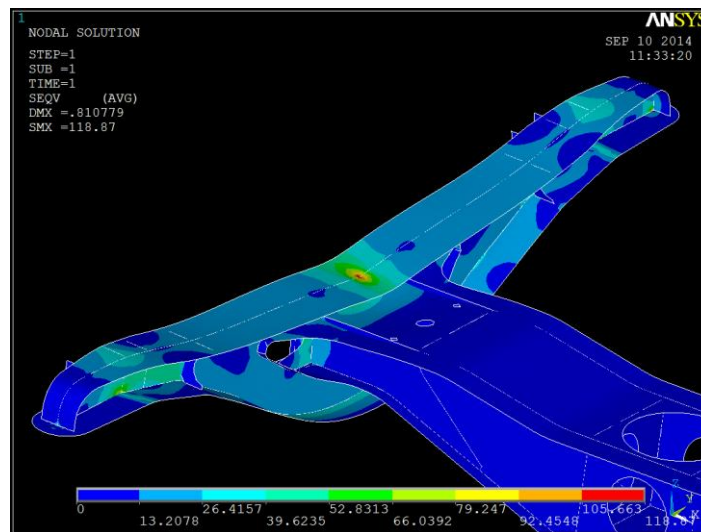


Figura 5.10 - Tensión de Von-Mises en el bogie





**Figura 5.11** - Tensión máxima de Von-Mises en el bogie

Los resultados no varían de una manera sustancial con respecto a los del ensayo anterior. El aumento del valor de la tensión máxima, 118 MPa, es debido a un aumento de la carga soportada por los resortes secundarios y a la influencia de los amortiguadores verticales.

El coeficiente de seguridad obtenido en este ensayo es  $c_s = 4,78$ .

### 5.1.3. Ensayo de carga dinámico en pista curva

Para este ensayo, como ya se comentó con anterioridad, no se va a estudiar el bogie apoyado en la superficie central de la platabanda inferior.

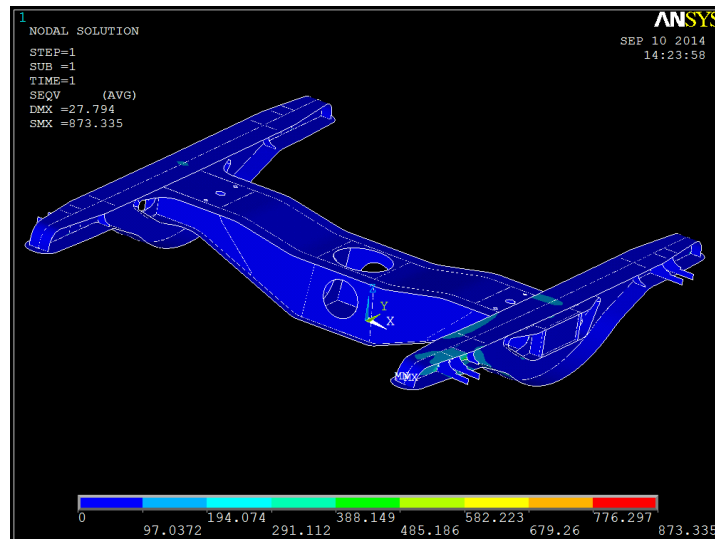
Hay dos motivos por los cuales no es necesario realizar ese ensayo.

- En primer lugar, al estar sometido el bogie a cargas laterales, éste se deformaría desplazando el bogie de una forma que, en la realidad, no se deformaría jamás.
- En segundo lugar, al someter al bogie a unas condiciones de pista curva, las tensiones que se alcanzan son mayores que las generadas con la pista bacheada recta; por tanto, se alcanzarían tensiones muy por encima de los 565 MPa que el bogie podría soportar en condiciones de seguridad  $c_s = 1$ .

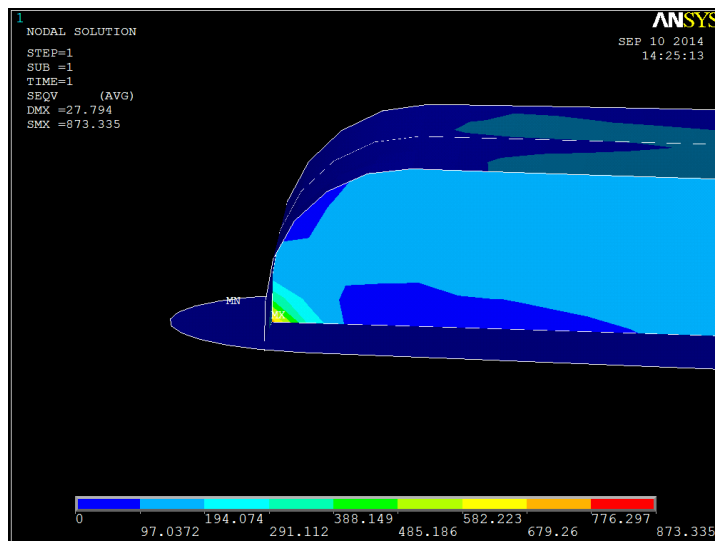
Por estos motivos sólo se realizará el ensayo con el bogie apoyado en las ruedas.

○ Bogie apoyado sobre las ruedas

Tras realizar un primer análisis, los resultados son los mostrados en las siguientes figuras 5.12 y 5.13.



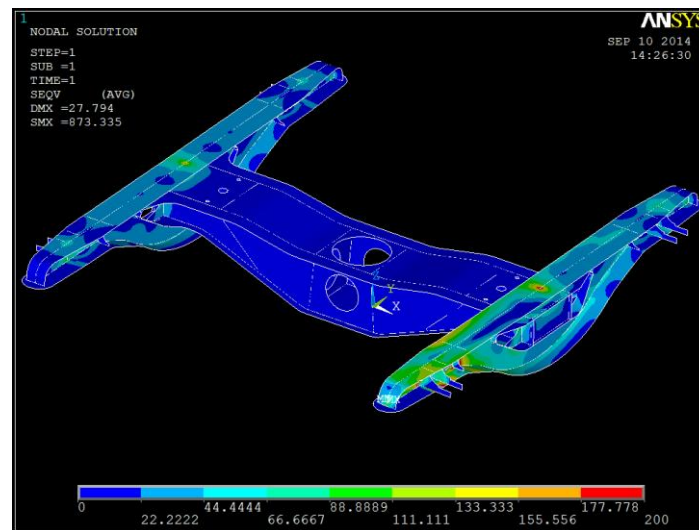
**Figura 5.12** - Tensión de Von-Mises en el bogie



**Figura 5.13** - Punto de concentración de tensiones

Como se puede observar, la tensión máxima es muy alta. Esto sucede porque hay un punto singular donde la concentración de la tensión es máxima, que es justo el lugar donde está colocado el empotramiento.

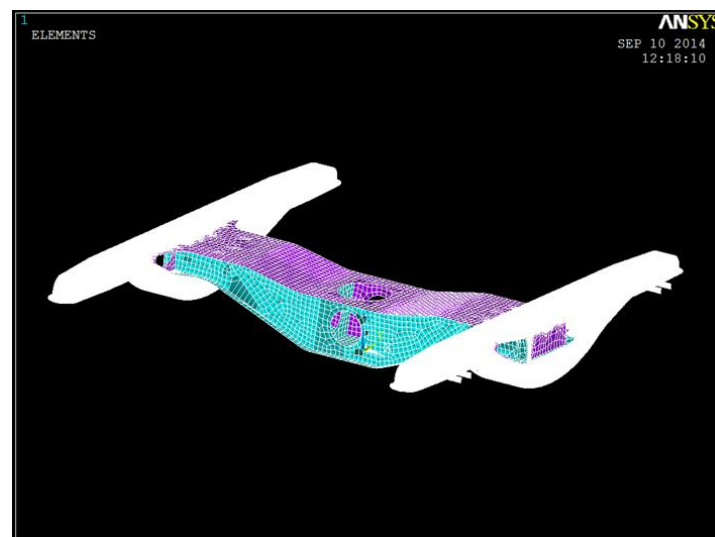
En el resto del conjunto la tensión es muy inferior a ese valor pico. Para poder analizar mejor los resultados, se establece un rango de tensión que vaya de 0 a 200 MPa. El resultado es el mostrado en la figura 5.14.



**Figura 5.14** - Tensiones de Von-Mises, 0 - 200 MPa

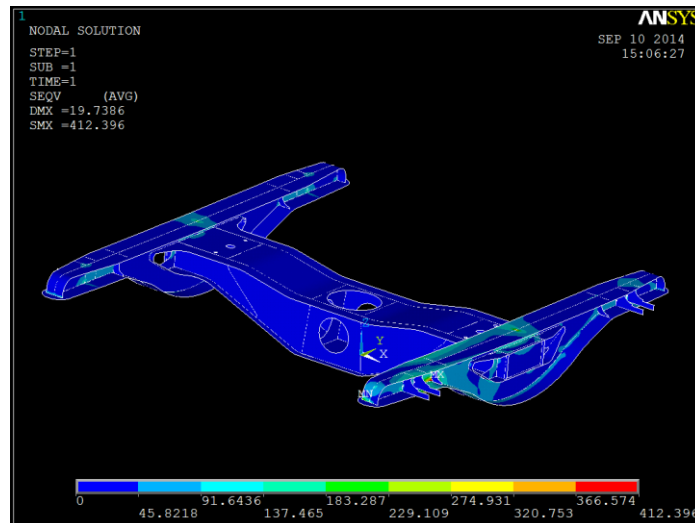
Al establecer este rango, se puede ver claramente como el larguero derecho sufre más tensión que el larguero izquierdo. Esto sucede porque al entrar el bogie en curva y estar sometido a cargas laterales, éstas van en un único sentido y cargan más un lado que otro.

Aun así, el pico de tensión que se ha obtenido es muy elevado porque supera el límite elástico que permite el conjunto. Con el objeto de disminuir el punto máximo de tensión, se disminuye el tamaño de la malla en ambos largueros a 10 mm, y mantener el tamaño del mallado en el conjunto de traviesa pivote, ya que en esa sección central la tensión es inferior a la sufrida en los largueros. Ver figura 5.15.



**Figura 5.15** - Nuevo mallado del bogie

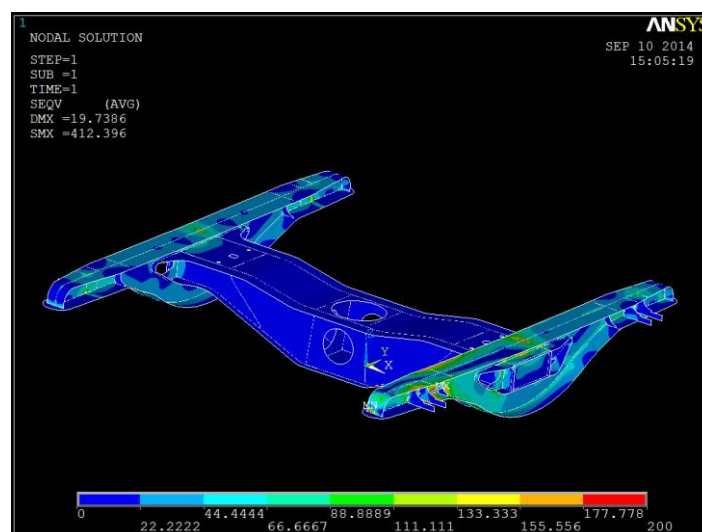
Disminuyendo el tamaño de la malla en los largueros, se obtiene lo mostrado a continuación. Ver figura 5.16.



**Figura 5.16** - Tensión de Von-Mises en el bogie

Al disminuir el tamaño de la malla, se consigue que la tensión máxima sea más uniforme y por tanto disminuya el valor máximo de tensión a 412 MPa. El coeficiente de seguridad es  $c_s = 1,37$ . Este valor ya es más razonable y se puede considerar válido para el modelo. Esto demuestra que si el mayado se refinará más se vería la carga concentrada en un punto, un punto singular.

De nuevo, se establece un rango de tensión de 0 a 200 MPa con el fin de observar mejor la diferencia de tensiones en el conjunto estudiado y se obtiene un resultado similar al obtenido anteriormente. Ver figura 5.17.



**Figura 5.17** - Tensiones de Von-Mises, 0 - 200 MPa

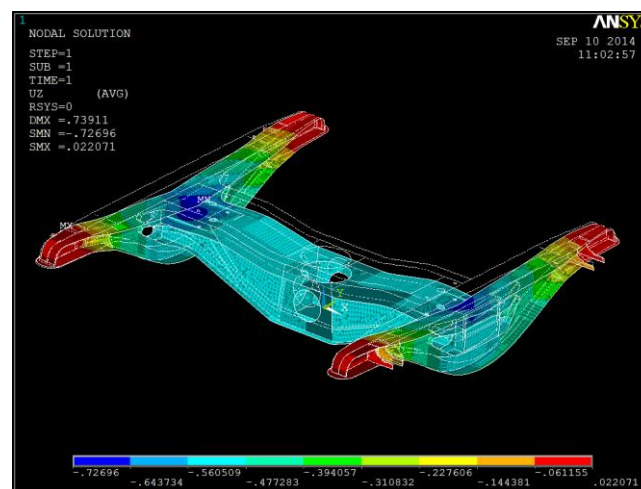
## 5.2. Análisis de las deformaciones

Para estudiar la deformación, sólo se va a tener en cuenta la deformación producida cuando el bogie está suspendido sobre las ruedas.

Los resultados que se obtienen, ofrecen deformaciones en milímetros.

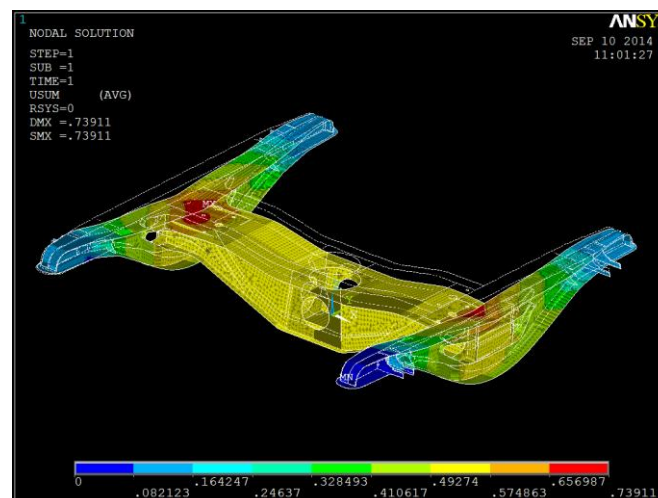
### 5.2.1. Ensayo de carga dinámico en pista recta

Se obtiene los siguientes resultados. Ver figura 5.18.



**Figura 5.18** - Deformación según el eje z

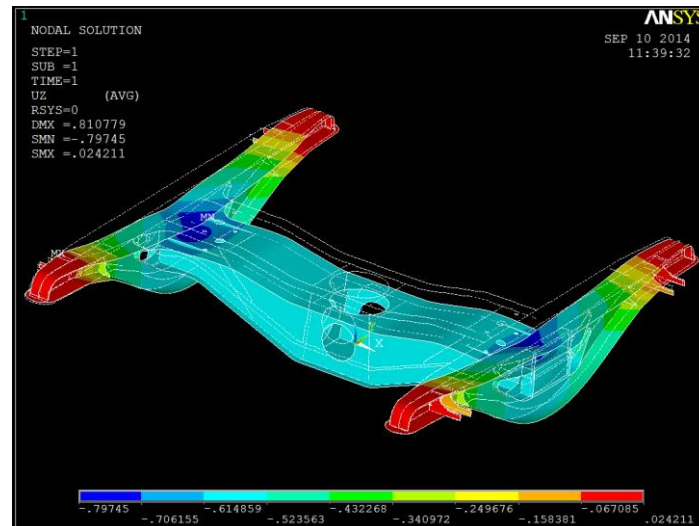
Se observa que el mayor desplazamiento se produce en la zona donde se colocan las cargas, 0,726 mm, aproximadamente. Además, se puede apreciar que, aun estando apoyado en z, se produce un pequeño desplazamiento en los extremos del larguero de valor 0,22 mm.



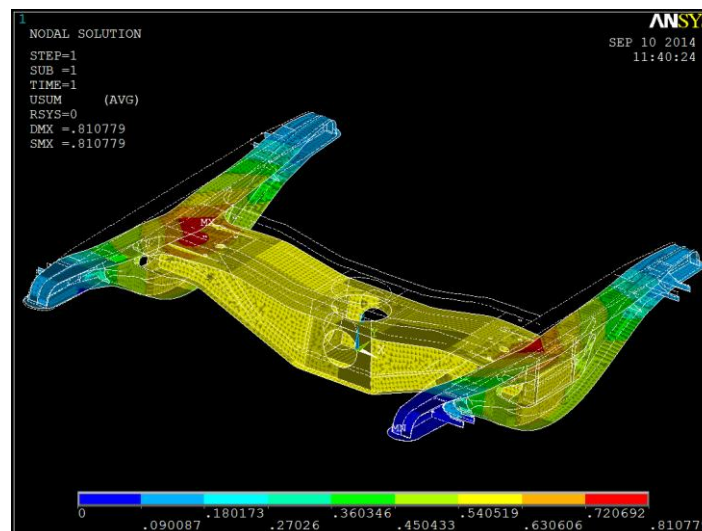
**Figura 5.19** - Deformación en las tres direcciones

Teniendo en cuenta el movimiento en las tres direcciones, se observa que la zona en la que el desplazamiento sigue siendo mayor es en la sección central de los largueros, cuyo valor máximo es de 0,739 mm. Ver figura anterior, 5.19.

### 5.2.2. Ensayo de carga dinámico en pista bacheada recta



**Figura 5.20** - Deformación según el eje z

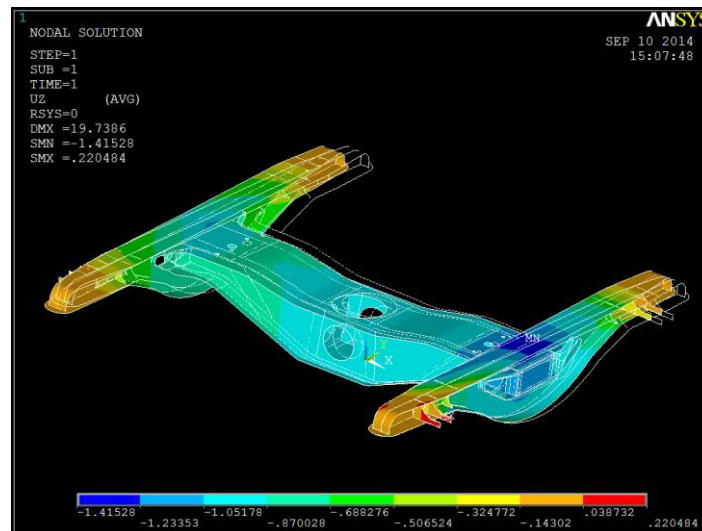


**Figura 5.21** - Deformación en las tres direcciones

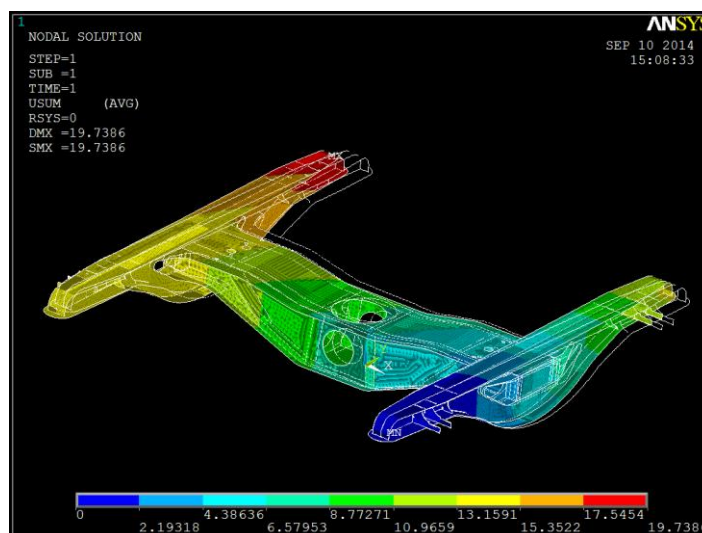
Al igual que ocurre con la tensión, no hay grandes diferencias entre el ensayo en pista recta sin bachear y el ensayo en pista bacheada. Ver figuras 5.20 y 5.21.

Estudiando únicamente la deformación en z, se observa que el desplazamiento máximo es de 0,797 mm, y estudiando la deformación en las tres direcciones el máximo desplazamiento es de 0,811 mm aproximadamente.

### 5.2.3. Ensayo de carga dinámico en pista curva



**Figura 5.22** - Deformación según el eje z



**Figura 5.23** - Deformación en las tres direcciones

Al tratarse de un ensayo en pista curva y analizando la deformación según el eje z, se puede apreciar como el larguero derecho sufre mayor desplazamiento que el larguero izquierdo, siendo el máximo valor de 1,41 mm aproximadamente. Ver figuras 5.22 y 5.23.

Además, si se estudia en las tres direcciones, la deformación aumenta considerablemente, llegando a un valor máximo en la rueda delantera izquierda de 19,73 mm. Esta deformación, al tratarse de un ensayo en curva y considerar las tres direcciones, es muy razonable.



### 5.3. Comparativa y análisis de resultados

Para comparar y analizar los resultados entre los tres ensayos realizados, sólo se va a analizar las tensiones y deformaciones producidas cuando el bogie está suspendido sobre las ruedas.

Tanto en el caso de la pista recta sin excitación como en el caso en la que sí que hay, las tensiones y deformaciones son muy parecidas, no hay grandes variaciones. La variación mínima producida es muy positiva, ya que esto significa que los amortiguadores verticales trabajan bien y absorben la mayoría de los esfuerzos a los que está sometido el bogie.

En el ensayo en condiciones de pista curva, las deformaciones, principalmente en las tres direcciones, difieren completamente con las obtenidas en los otros dos ensayos. Esto ocurre porque el bogie está sometido a cargas laterales y, además, las cargas verticales son superiores también.

Es necesario analizar la resistencia del bogie en cada uno de los ensayos a los que ha sido sometido. Una manera rápida y eficiente de analizarlo es estudiando su coeficiente de seguridad.

Para un coeficiente de seguridad mayor de 1,5, el bogie no tiene porque tener riesgo de rotura.

Para los ensayos de pista recta se obtienen los siguientes coeficientes de seguridad.

$$\text{Pista recta} \rightarrow c_s = \frac{\sigma_y}{\sigma_{m\acute{a}x}} = \frac{565 \text{ MPa}}{108 \text{ MPa}} = 5,23$$

$$\text{Pista bacheada recta} \rightarrow c_s = \frac{\sigma_y}{\sigma_{m\acute{a}x}} = \frac{565 \text{ MPa}}{118 \text{ MPa}} = 4,79$$

En el caso de pista curva, el coeficiente de seguridad es el siguiente.

$$\text{Pista curva} \rightarrow c_s = \frac{\sigma_y}{\sigma_{m\acute{a}x}} = \frac{565 \text{ MPa}}{412 \text{ MPa}} = 1,37$$

En condiciones de pista curva, no cumple con las condiciones óptimas de seguridad. Es posible que, realizando un mallado más exhaustivo se consiga llegar a un valor de tensión máxima de 375 MPa, que es el valor máximo con el cual el coeficiente de seguridad,  $c_s \geq 1,5$ .



## CAPÍTULO 6: CONCLUSIONES

El fin último de este trabajo es el de obtener una aproximación, lo más cercana a la realidad, del comportamiento de un bogie ferroviario bajo unas condiciones concretas de carga.

De esta manera, se estudia cuál es el nivel de detalle que requiere cada segmento del bogie estudiado y se detectan las zonas críticas de diseño y de modelización.

Además, permite realizar hipótesis que simplifiquen el modelo a la hora de proceder a los análisis:

- El tamaño de la malla utilizado permite conocer adecuadamente cual es el comportamiento aproximado de la estructura en cuanto a sus desplazamientos y el carácter tensional general. Con un sistema más potente se podría refinar más la malla y se obtendría una determinación aún más exacta de los valores obtenidos.
- Las simplificaciones constructivas utilizadas, como el empleo de un mismo larguero para cada uno de los lados, han dado resultados satisfactorios.
- Algunas de estas zonas, comentadas anteriormente, han sido determinadas como singularidades, pero son mínimas y están perfectamente localizadas.
- La zona más crítica detectada en el modelo son los extremos de los largueros, pues son los puntos donde está suspendido el bogie.

De los análisis de las tres propuestas de aplicación de carga para el modelo, se pueden sacar las siguientes conclusiones.

- Tanto en la pista recta sin bachear como en la bacheada, los valores de tensión y deformación son similares, siendo superiores en la pista bacheada, y se obtienen unos coeficientes de seguridad que permiten afirmar que el bogie puede trabajar sin ningún riesgo de rotura. [10]
- Para el caso de la pista curva, es necesario remarcar que la velocidad se tuvo que bajar a 90 Km/h ya que, en caso contrario, el tren tenía serios riesgos de volcar y las tensiones y deformaciones sufridas iban a ser muy altas. Además, se puede observar como el larguero derecho sufre, de una manera notable, mayores tensiones y deformaciones que el izquierdo. Esto se debe a los esfuerzos, tanto dinámicos como cinemáticos, que se expone el tren al circular por una curva.



En el ensayo en pista curva, el coeficiente de seguridad es inferior al valor estimado para que no haya riesgo, pero no es del todo importante pues, se trata de un punto singular que alcanza un alto grado de concentración de tensiones. Puede deberse a que los datos de las cargas obtenidas de SIMPACK corresponden a un tren con distintas propiedades (masa, geometría...) que el tren donde se usaba el bogie de TAFESA.

## **CAPÍTULO 7: TRABAJOS FUTUROS**

Con estos resultados como punto de partida, se puede seguir trabajando en el desarrollo del modelo en un proceso de mejora continua, hasta obtener un bogie que refleje lo más exactamente posible el grado de detalle requerido en cada caso.

Por otro lado, se puede refinar aún más la malla con el objeto de conseguir resultados aún más exactos y de esta manera conseguir el coeficiente de seguridad deseado que no implique ningún riesgo de rotura del bogie.

Además, se pueden realizar otros tipos de análisis sobre el bogie como los mencionados a continuación:

- Análisis de tensiones y deformaciones para otras condiciones de pista distintas (curva peraltada, curva bacheada, distintos ángulos de pendiente...)
- Análisis de tensiones y deformaciones aplicando la carga mediante cargas distribuidas, en lugar de puntuales.
- Ensayo de fatiga sobre el bogie ferroviario para distintas condiciones de carga.
- Ensayo de temperatura que alcanza el bogie para distintas condiciones de carga.
- Modelado de la suspensión primaria y eje y ruedas.
- Modelado de la masa motor.



## BIBLIOGRAFÍA

- [1] Arenillas Melendo, Justo. **La tracción en los ferrocarriles españoles**. VIA LIBRE. Fundación de los ferrocarriles españoles.
- [2] Wais, Francisco. **Historia de los ferrocarriles españoles**. I. Fundación de los ferrocarriles españoles. 3ª edición.
- [3] González Fernández, Francisco Javier. Fuentes Losa, Julio. **Ingeniería ferroviaria**. UNED. Segunda edición.
- [4] Meneses Alonso, Jesús. Álvarez Caldas, Carolina. Rodríguez Fernández, Santiago. **Introducción al SOLID EDGE**. THOMSON.
- [5] Grupo SSC S.A. ANSYS. [consulta 4-07-2014]. Disponible en <http://gruposscc.com/ansys/>
- [6] Rodríguez Fernández, Santiago. **Tesis doctoral**: Metodología para la determinación y asignación de incertidumbres a valores obtenidos mediante cálculos efectuados a partir de modelos MEF. Universidad Carlos III de Madrid.
- [7] Larburu, Nicolás. **Máquinas prontuario**. THOMSON. 13ª edición.
- [8] Amurrio ferrocarril y equipos S.A. Acero moldeado. [consulta 2-09-2014]. Disponible en <http://www.amufer.es/acero-moldeado/>
- [9] Thyssen Ibérica. Tabla de construcción. Acero al carbono. [consulta 2-09-2014]. Disponible en [http://www.thyssen-iberica.es/htm/tabla\\_construccion.htm#acarbono](http://www.thyssen-iberica.es/htm/tabla_construccion.htm#acarbono)
- [10] Ingeniería Mira tecnología. Aula materiales. [consulta 3-09-2014]. Disponible en [http://www.engi-com.com/aula\\_materiales.aspx](http://www.engi-com.com/aula_materiales.aspx)





